J. Acedo Sánchez

INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL AVANZADO DE PROCESOS

DIAZ DE SANTOS

INSTITUTO SUPERIOR DE LA ENERGIA
ISE

INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL AVANZADO DE PROCESOS

629.8
A173i
2006
e4

JOSÉ ACEDO SÁNCHEZ

INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL AVANZADO DE PROCESOS

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE CHILE · INACAP ·
BIBLIOTECA ANTOFAGASTA
6836

DIAZ DE SANTOS

12-09-13, Santiago, Librería Bolivando Albers Ltda, $12.900

© José Acedo Sánchez, 2006

Reservados todos los derechos.

«No está permitida la reproducción total o parcial de este libro, ni su tratamiento informático, ni la transmisión de ninguna forma o por cualquier medio, ya sea electrónico, mecánico por fotocopia, por registro u otros métodos, sin el permiso previo y por escrito de los titulares del Copyright.»

Ediciones Díaz de Santos.

E-mail: ediciones@diazdesantos.es
Internet: http://www.diazdesantos.es/ediciones

ISBN: 84-7978-754-6
Depósito legal: M. 16.557-2006

Diseño de cubierta: Ángel Calvete
Fotocomposición: Fer, S. A.
Impresión: Edigrafos, S. A.
Encuadernación: Rústica-Hilo, S. L.
Impreso en España

Prólogo

El uso adecuado de la memoria histórica, además de un signo de inteligencia, es alimento fundamental del conocimiento. Tal vez sea donde se ponen de acuerdo la inteligencia deductiva y la emocional, y una de las pocas cosas que siguen siendo actuales desde el día siguiente a la creación.

Hay áreas geográficas habitadas por individuos especialmente dotados para transmitir la historia. A veces son capaces de condensar muchos kilogramos de sabiduría en un refrán o en una sentencia; otras en un acertijo, en una poesía e incluso en un cuento. Sancho Panza, manchego y auténtico protagonista oculto de El Quijote, es un ejemplo paradigmático de sabiduría y transmisión de memoria histórica, que se va enriqueciendo en cada capítulo.

La Mancha es una de esas áreas donde surgen de manera espontánea personas que consiguen transmitir la sabiduría que han ido acumulando a lo largo de su existencia. Unas lo hacen en el campo de las tradiciones, otras en el de la cultura, en ocasiones en la ganadería y como es natural también en la industria, y dentro de ella no podía faltar el manchego de turno que nos enseña todo aquello que según su experiencia y buen oficio es necesario saber para el buen gobierno de esta disciplina.

Siempre he pensado que en la simplicidad está el progreso y que éste no habita en lo material sino en la mente de las personas. La tecnología, cuyo principal peligro son los tecnólogos, ofrece numerosas soluciones para cada situación e incluso varios problemas para cada solución.

Por todo esto se necesitan personas que transmiten la simplicidad de lo complejo y que sepan condensar el conocimiento en dosis de experiencia.

Pepe Acedo es un buen ejemplo de tecnólogo practicante de esta filosofía en la que además está presente el sentido común, la tradición de lo nuevo y esa sentencia proveniente del campo de la Medicina, pero de uso universal consistente en que «lo que no está indicado está contraindicado».

Personalmente tengo que agradecer a Pepe conocer muchas de las cosas que he aprendido en el campo del Control de Procesos y la Instrumentación, así como de disfrutar de su amistad desde los tiempos de la neumática.

Invito a los lectores y «consultadores» de este libro a que tomen cada capítulo como un refrán industrial en el que hay más contenido del que parece y que disfruten del todo o de las partes, sabiendo que todo lo que en él se escribe «es probado y es tan real como la vida misma».

Diego Hergueta

Introducción

Antes de pasar a desarrollar los diferentes capítulos que componen este libro vamos a mencionar algunos conceptos generales tomados de diferentes artículos y libros acerca del tema de control de procesos.

David E. Haskins realiza una presentación en 1985 a la National Petroleum Refiners Association acerca del «Team Approach to Process Automation Projects». En este documento se menciona que un ingeniero dedicado a aplicaciones de control automático debe poseer una combinación de conocimientos no demasiado común, dividiendo estos conocimientos en tres diferentes áreas que se adquieren por: herencia, educación y experiencia.

Con respecto a la herencia, la característica más importante es la capacidad para convertir los conocimientos teóricos en aspectos prácticos. El área de educación se compone de conocimientos de ingeniería tales como termodinámica, procesos de transferencia y operaciones unitarias de proceso. Otros conocimientos necesarios se refieren a la teoría de control y la tecnología de ordenadores, incluyendo programación. Por último el área de experiencia comprende conocimientos del proceso desde el punto de vista de operación, así como aspectos económicos del mismo. Dentro de este área se encuentra el conocimiento de los sistemas de control desde el punto de vista de *software* y *hardware,* incluyendo el comportamiento de los instrumentos que componen los lazos de control.

Un experto, reconocido internacionalmente en el campo de control de procesos, como F.G Shinskey, en una entrevista realizada por Ingeniería Química en su número 359 de Julio/Agosto 1999, ante la pregunta ¿Qué requisitos debe cumplir el ingeniero de control de la primera década del próximo siglo?, responde lo siguiente: «Creo que con frecuencia la formación académica adolece de falta de atención en los aspectos prácticos. No es raro que no se tenga una exposición práctica a analizadores, transmisores de presión diferencial, válvulas de control, ajuste de controladores PID, temas que los graduados deberían conocer».

Otra autoridad mundial en este campo como es Bela G. Liptak, menciona en la introducción de su libro *Instrument Engineers Handbook* diferentes aspectos prácticos derivados de sus muchos años de experiencia, entre los que se pueden extraer algunos como:

- Antes de poder controlar un proceso es necesario comprenderlo.
- Ser progresista no significa ser conejillo de indias.
- Un ingeniero de control es un buen profesional si dice lo que la gente necesita conocer, no lo que la gente quiere oir.

- El operador mejor entrenado y el técnico de control mejor cualificado cometen fallos. Por tanto la seguridad se gana con el apoyo mutuo.
- Si un instrumento está mal instalado tendrá problemas tanto de mantenimiento como de calibración y respuesta.

Como resumen de todo lo anterior se puede concluir diciendo que un técnico dedicado a control, tanto básico como avanzado y multivariable debe:

- Conocer el proceso hasta un nivel suficiente para comprender el efecto que puede producir sobre el conjunto la actuación sobre un lazo individual. Un ejemplo muy simple se tiene en un lazo con dos controladores en cascada en el que el primario es el controlador de nivel de un recipiente y el secundario es un controlador de caudal de producto que se envía como alimentación a otro proceso unitario situado aguas abajo. Un buen ajuste de estos dos controladores permite que el nivel oscile aprovechando la capacidad del recipiente para que el caudal se mantenga lo más estable posible y no provoque perturbaciones brusca aguas abajo, mientras que un mal ajuste hace justamente lo contrario, es decir mantiene el nivel constante y deja oscilar el caudal. Esto es un indicio del conocimiento que tiene el técnico sobre el proceso en su conjunto.
- Tener conocimientos de instrumentación hasta un nivel suficiente para comprender y solucionar ciertos tipos de errores que se producen por el mal comportamiento de algún instrumento. Un ejemplo simple se presenta cuando una válvula automática tiene excesivo rozamiento en el sistema de empaquetadura. La respuesta obtenida en la variable controlada tiene un comportamiento a «tirones» y, si el técnico no conoce el funcionamiento mecánico de la válvula, puede que invierta una gran cantidad de tiempo en calcular filtros, modificar ganancias, etc., cuando la solución es tan simple como suavizar el movimiento del vástago de la válvula. Como regla general, cuando se tiene un problema puede que éste se encuentre en el instrumento o en su montaje, o bien en los equipos de proceso.

Capítulo aparte sería necesario para tratar el tema de analizadores, pero dada la gran cantidad de tipos y principios de medida existentes en el mercado, no se ha creído conveniente incluirlos en este libro desde el punto de vista de instrumento de medida, haciéndolo solamente como elemento necesario para llevar a cabo algunos desarrollos de control avanzado. Por otro lado, la tecnología de los analizadores avanza tan rápidamente que el capítulo estaría obsoleto en un periodo de tiempo relativamente corto.

Con respecto al campo de control de procesos, éste se puede dividir en varios escalones dependiendo de lo cerca que se encuentre al proceso propiamente dicho. Por ejemplo:

- *Control básico.* Comprende los lazos de control de forma individual y tiene como función la de mantener las variables del proceso en los valores prefijados como puntos de consigna. Cada lazo de control trabaja de forma individual y no «conoce» lo que están haciendo el resto de lazos relacionados con el mismo proceso unitario. Actualmente se puede considerar control básico incluso el control en cascada.
- *Control avanzado.* Es un conjunto de técnicas y herramientas que permite obtener, mediante desarrollos adecuados, una respuesta automática a las condiciones

cambiantes del proceso, mejorando su estabilidad. Para ello se utilizan técnicas que tengan en cuenta diversas entradas y salidas del proceso de forma que las variables controladas importantes se desvíen la menor cantidad posible de sus valores de referencia. Como consecuencia del control avanzado se obtiene:

- Mejora de rendimiento en productos de mayor valor añadido.
- Ahorro de energía.
- Incremento de estabilidad.
- Aumento en la capacidad de producción al tener menor nivel de incertidumbre en el control.

- *Control multivariable*. Es el estado del arte actual en control de procesos. Se basa en la obtención y aplicación de modelos obtenidos del propio proceso para predecir las salidas a lo largo de un cierto periodo de tiempo. En la industria existen procesos multivariables, como las columnas de destilación, en los que cada variable manipulada afecta a varias controladas, por lo que no se dispone de una estrategia de control única. Por medio del control multivariable predictivo basado en modelos se conduce al proceso a un punto de operación óptimo desde el punto de vista económico a pesar de las perturbaciones, las cuales están contempladas en los modelos obtenidos.

En cualquier caso, y aunque en el libro se haga mayor hincapié en sistemas enfocados al campo de la industria química y petroquímica, las diferentes técnicas de control pueden ser aplicadas a cualquier tipo de proceso, sabiendo que para el desarrollo de una aplicación es necesario:

- Conocer las técnicas de control
- Conocer el proceso
- Observar el funcionamiento de la unidad
- Tener en cuenta la regla básica: «No complicar un sistema de control a menos que esté plenamente justificado». La complicación innecesaria lleva a un peor entendimiento por parte del operador.

En los sistemas de control sólo se deben incluir aquellas variables de perturbación o cálculo que afecten significativamente a la variable controlada. En caso contrario es mejor no incluirlas y considerarlas como constantes, ya que el reajuste (*feedback*), realizará la corrección correspondiente. Cada nueva variable es una posibilidad más de fallo del sistema de control. Un ejemplo típico es la medida del poder calorífico de los combustibles en los sistemas de combustión de hornos y calderas; en la mayoría de los casos el introducir esta medida como adelanto ocasiona más perturbación que si se introduce como valor constante, debido al método de obtención de este valor por medio de analizadores en línea.

Basándose en todo lo anterior se ha intentado aglutinar en este libro una serie de conceptos y conocimientos necesarios para el técnico de control, teniendo en cuenta que existe gran cantidad de libros específicos sobre instrumentación para técnicos instrumentistas, así como de ingeniería para técnicos de procesos. Por esta razón no se incluyen aquí temas específicos relacionados con la tecnología de instrumentos, protocolos de señales, comportamiento de los sistemas digitales de control, sistemas de control distribuido, etc. Para el técnico de control es suficiente disponer de una medida y saber evaluar si esta medida tiene un comportamiento fiable para diseñar un sistema de control básico, avanzado o multivariable.

También se podrá observar que a lo largo de los diferentes capítulos no se han incluido extractores de raíz cuadrada en las medidas de caudal. Esto se debe a que actualmente se suele realizar esta función en los propios transmisores de campo, llegando la señal al sistema de control ya linealizada.

Para finalizar esta introducción quiero expresar mi agradecimiento especial a la Fundación Repsol por el apoyo financiero para la edición de este libro, sin cuyo apoyo no hubiera sido posible su publicación.

En el aspecto técnico tengo que agradecer la ayuda prestada por el grupo de profesionales que relaciono a continuación, expertos en las diferentes materias que componen este libro y que han enriquecido el texto original con sus comentarios y nuevas ideas para mejorar su contenido.

- Francisco Cifuentes Ochoa, Técnico de la Subdirección de Control Avanzado de Repsol en Madrid.
- Raquel Royo Villaescusa, Técnico de la Subdirección de Control Avanzado de Repsol en Madrid.
- Sonia Hernández Barrado, Técnico de la Subdirección de Control Avanzado de Repsol en Madrid.
- Francisco Javier Sanz Bermejo, Técnico del Departamento de Control Avanzado y Sistemas de Repsol en la Refinería de Puertollano.
- Francisco Díaz Andreu García, anterior Jefe del Departamento de Instrumentación y Control Avanzado en la Central de Ingeniería de Repsol en Madrid. Primer Presidente de la Asociación de Instrumentación, Sistemas y Automatización (ISA), en España.
- Manuel Bollaín Sánchez, ha sido Presidente de la Asociación de Instrumentación, Sistemas y Automatización (ISA), en España. Es persona de gran prestigio en el mundo de la Instrumentación y el Control de Procesos.

He dejado para el final de este grupo de expertos a Diego Hergueta G. de Ubieta, Subdirector de Control Avanzado de Repsol en Madrid, quien ha sido el principal artífice para que sea posible esta publicación. Me cabe el honor de considerarme su amigo desde hace muchos años.

Por último quiero dedicar este trabajo a mi familia, sobre todo a mi esposa, Juani, por su comprensión y estímulo para desarrollarlo a pesar de las horas invertidas en él.

Puertollano, Octubre 2002

PEPE ACEDO

Índice

PARTE I. INSTRUMENTACIÓN PARA TÉCNICOS DE CONTROL 1

CAPÍTULO 1. MEDIDAS DE CAUDAL 3
1.1 INTRODUCCIÓN 3
1.2 MEDIDORES DE ÁREA VARIABLE 4
1.3 MEDIDORES POR DESPLAZAMIENTO POSITIVO 6
1.4 MEDIDORES MÁSICOS 7
1.5 MEDIDAS POR PRESIÓN DIFERENCIAL 10
1.6 CORRECCIONES DE CAUDAL 14
1.7 CORRECCIÓN EMPÍRICA EN MEDIDAS DE VAPOR 16
1.8 MEDIDAS DE GAS LICUADO DEL PETRÓLEO 17
1.9 INSTALACIÓN PARA LA MEDIDA DE VAPOR 20

CAPÍTULO 2. MEDIDAS DE PRESIÓN 25
2.1 CONCEPTO DE PRESIÓN 25
2.2 PRESIÓN EN LOS LÍQUIDOS 27
2.3 PRESIÓN EN LOS GASES 29
2.4 MÉTODOS PARA MEDIR LA PRESIÓN 31
2.5 SELLOS SEPARADORES 38

CAPÍTULO 3. MEDIDAS DE NIVEL 41
3.1 NOCIONES BÁSICAS 41
3.2 MEDIDAS DE NIVEL 44

CAPÍTULO 4. MEDIDAS DE TEMPERATURA 67
4.1 PAR TERMOELÉCTRICO 67
4.2 MEDIDA DE TEMPERATURA CON TERMOPAR 71
4.3 RESISTIVIDAD 79
4.4 MEDIDA DE TEMPERATURA CON TERMORRESISTENCIA 80
4.5 TERMOPARES O TERMORRESISTENCIAS 84

CAPÍTULO 5. VÁLVULAS AUTOMÁTICAS **89**
5.1 INTRODUCCIÓN 89
5.2 VÁLVULAS DE GLOBO 89
5.3 SERVOMOTOR 91
5.4 POSICIONADOR 94
5.5 GLOSARIO DE TÉRMINOS USUALES 97

CAPÍTULO 6. MONTAJE DE INSTRUMENTOS EN CAMPO **101**
6.1 INTRODUCCIÓN 101
6.2 INSTALACIÓN DE MEDIDORES DE CAUDAL PARA LÍQUIDOS 103
6.3 INSTALACIÓN DE MEDIDORES DE CAUDAL PARA GASES 107
6.4 INSTALACIÓN DE MEDIDORES DE CAUDAL PARA VAPOR 109
6.5 INSTALACIÓN PARA MEDIDORES DE NIVEL 111
6.6 INSTALACIÓN DE MEDIDORES DE PRESIÓN 114
6.7 INSTALACION DE MEDIDORES CON *FLUSHING* 116

CAPÍTULO 7. TRANSMISIÓN DE SEÑALES **119**
7.1 LAZO TÍPICO DE CONTROL 119
7.2 AISLAMIENTO DE SEÑALES 120
7.3 MÉTODOS DE PROTECCIÓN EN ATMÓSFERAS PELIGROSAS 121
7.4 BARRERAS ZENER 124
7.5 AISLAMIENTO GALVÁNICO 128
7.6 CONEXIÓN DE TEMPERATURAS 132

PARTE II. CONTROL BÁSICO **135**

CAPÍTULO 8. EVOLUCIÓN EN LOS SISTEMAS DE CONTROL **137**
8.1 AUTOMATIZACIÓN DE PLANTAS INDUSTRIALES 137
8.2 SISTEMA DE CONTROL DISTRIBUIDO 144
8.3 APLICACIONES DE CONTROL POR ORDENADOR 146
8.4 NUEVAS VÍAS DE COMUNICACIÓN 149

CAPÍTULO 9. INTRODUCCIÓN AL CONTROL AUTOMÁTICO **153**
9.1 CONCEPTOS GENERALES SOBRE EL PROCESO 153
9.2 LAZO ABIERTO FRENTE A LAZO CERRADO 158

CAPÍTULO 10. CARACTERÍSTICAS DE LOS PROCESOS **163**
10.1 CONCEPTOS GENERALES SOBRE EL PROCESO 163
10.2 REACCIÓN DEL PROCESO ANTE VARIACIONES DE CARGA 168

CAPÍTULO 11. MÉTODOS O FORMAS DE CONTROL 175
11.1 INTRODUCCIÓN 175
11.2 CONTROL DE DOS POSICIONES 176
11.3 CONTROL PROPORCIONAL 178
11.4 CONTROL PROPORCIONAL CON ACCIÓN INTEGRAL 186
11.5 CONTROL PROPORCIONAL CON ACCIÓN DERIVATIVA 190
11.6 CONTROL PROPORCIONAL CON ACCIONES INTEGRAL Y DERIVATIVA . 193

CAPÍTULO 12. AJUSTE DE CONTROLADORES 195
12.1 INTRODUCCIÓN 195
12.2 DINÁMICA DE LAS ACCIONES DE CONTROL 198
12.3 COMPORTAMIENTO DE LAS VARIABLES DE PROCESO 202
12.4 SELECCIÓN DE LA ACCIÓN DE CONTROL 205
12.5 EJEMPLO DE PROCESO A CONTROLAR 207
12.6 MÉTODO DE AJUSTE POR ENSAYO SISTEMÁTICO 209
12.7 MÉTODO DE AJUSTE POR ÚLTIMA SENSIBILIDAD 217
12.8 MÉTODO DE AJUSTE FUNCIÓN DEL PERIODO DE OSCILACIÓN 220
12.9 MÉTODO DE AJUSTE POR LA CURVA DE REACCIÓN 223
12.10 MÉTODO DE AJUSTE POR INTEGRACIÓN DE ÁREA 234
12.11 MODELO INTERNO DE CONTROL 237
12.12 EJEMPLOS DE CÁLCULO CON DIFERENTES PROCESOS 241

CAPÍTULO 13. CARACTERÍSTICAS DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS 245
13.1 INTRODUCCIÓN 245
13.2 CARACTERÍSTICA DE LAS VÁLVULAS 246
13.3 ANÁLISIS DEL PROCESO 257

PARTE III. CONTROL AVANZADO Y MULTIVARIABLE 263

CAPÍTULO 14. TÉCNICAS DE CONTROL AVANZADO 265
14.1 INTRODUCCIÓN 265
14.2 CONTROL EN ADELANTO (*FEEDFORWARD*) 266
14.3 CONTROL EN CASCADA 269
14.4. CONTROL DE RELACIÓN (*RATIO CONTROL*) 274
14.5 MEZCLA DE PRODUCTOS (*BLENDING*) 277
14.6 CONTROL SELECTIVO 279
14.7 CONTROL POR RESTRICCIONES 283
14.8 CONTROL INFERENCIAL 288

CAPÍTULO 15. ALGORITMOS PARA COMPENSACIÓN DINÁMICA **297**
15.1 SISTEMAS LINEALES 297
15.2 NO LINEALIDADES 298
15.3 RÉGIMEN TRANSITORIO 299
15.4 SISTEMAS DE PRIMER ORDEN 300
15.5 SISTEMAS DE SEGUNDO ORDEN 307

CAPÍTULO 16. CONTROL MULTIVARIABLE **313**
16.1 TÉCNICAS DE CONTROL MULTIVARIABLE 313
16.2 INTERACCIÓN 314
16.3 GANANCIAS RELATIVAS EN ESTADO ESTACIONARIO 315
16.4 CONTROL PREDICTIVO BASADO EN MODELOS 318
16.5 MODELOS DE PREDICCIÓN 322
16.6 FUNCIONAMIENTO DE UN CONTROLADOR 325

PARTE IV. CONTROL AVANZADO DE PROCESOS UNITARIOS **335**

CAPÍTULO 17. CONTROL DE BOMBAS DE PROCESO **337**
17.1 INTRODUCCIÓN 337
17.2 CONCEPTOS TEÓRICOS 338
17.3 BOMBAS CENTRÍFUGAS 342
17.4 BOMBAS ROTATIVAS 351
17.5 BOMBAS ALTERNATIVAS 354

CAPÍTULO 18. CONTROL DE INTERCAMBIO DE CALOR **359**
18.1 INTRODUCCIÓN 359
18.2 CONTROL CONVENCIONAL DE UN CAMBIADOR 363
18.3 CONTROL *FEEDFORWARD* CON *FEEDBACK* 366
18.4 CONTROL CON VÁLVULA DE TRES VÍAS 369
18.5 CONTROL CON VÁLVULAS DE DOS VÍAS 372
18.6 CAMBIADORES CON VAPOR DE AGUA 373

CAPÍTULO 19. CONTROL DE CALDERAS PARA PRODUCCIÓN DE VAPOR ... **381**
19.1 INTRODUCCIÓN 381
19.2 CONTROL DE COMBUSTIÓN 384
19.3 CONTROL DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN 395
19.4 CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL VAPOR 400

CAPÍTULO 20. CONTROL DE HORNOS 403
20.1 CONCEPTOS GENERALES 403
20.2 SISTEMA DE CONTROL 404
20.3 CONTROLES RELACIONADOS CON EL PRODUCTO 405
20.4 CONTROLES RELACIONADOS CON LOS COMBUSTIBLES 412
20.5 CONTROLES RELACIONADOS CON LA PRESIÓN O TIRO 426

CAPÍTULO 21. NOCIONES DE COMPRESORES INDUSTRIALES 431
21.1 TEORÍA BÁSICA DE LA COMPRESIÓN 431
21.2 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES 436
21.3 CONTROL DE VELOCIDAD 438
21.4 TIPOS DE COMPRESORES 439

CAPÍTULO 22. CONTROL DE COMPRESORES ALTERNATIVOS 447
22.1 INTRODUCCIÓN 447
22.2 FUNCIÓN BÁSICA DE UNA VÁLVULA 448
22.3 SISTEMA DE CONTROL MARCHA-PARADA (ON-OFF) 448
22.4 CONTROL DE PRESIÓN ENTRE LÍMITES ALTO Y BAJO 450
22.5 CONTROL POR MEDIO DE *BY-PASS* (recirculación) 452
22.6 CONTROL AJUSTADO A PRESIÓN FIJA (presión fija) 453
22.7 SISTEMA HYDROCOM™ 455

CAPÍTULO 23. CONTROL ANTIBOMBEO EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS 457
23.1 BOMBEO LÍMITE 457
23.2 CORRECCIONES A LA MEDIDA DE CAUDAL EN VOLUMEN 469
23.3 CORRECCIONES POR VARIACIÓN EN EL PESO MOLECULAR 470
23.4 MEDIDA DE CAUDAL EN LA LINEA DE IMPULSIÓN 471
23.5 INSTRUMENTACIÓN A UTILIZAR 472
23.6 EJEMPLO DE CÁLCULO 475

CAPÍTULO 24. CONTROL DE ESTABILIDAD EN COMPRESORES AXIALES ... 479
24.1 *CHOKE* 479
24.2 ESQUEMA DE CONTROL ANTIBOMBEO 480
24.3 SISTEMA DE ALARMA *ANTICHOKE* 482

CAPÍTULO 25. CONTROL DE UNA COLUMNA DE DESTILACIÓN BINARIA .. 485
25.1 INTRODUCCIÓN 485
25.2 CONTROL BÁSICO 486
25.3 MEDIDA DE CALIDAD DE LOS PRODUCTOS 494

25.4 CONTROL AVANZADO 497
25.5 CONTROL DE LA TEMPERATURA DE ALIMENTACIÓN 510
25.6 CONTROL MULTIVARIABLE 511

CAPÍTULO 26. CONTROL DE UNA COLUMNA SUPERFRACCIONADORA 517
26.1 CONCEPTOS GENERALES 517
26.2 SISTEMA DE CONTROL DE FONDO 518
26.3 SISTEMA DE CONTROL DE CABEZA 523
26.4 CONTROL DE PRESIÓN 530
26.5 CONTROL DE CALIDAD 532

CAPÍTULO 27. CONTROL DE UN FRACCIONADOR PRIMARIO 537
27.1 INTRODUCCIÓN 537
27.2 ALGUNOS CONCEPTOS BÁSICOS 538
27.3 ZONA DE EXPANSIÓN O *FLASH* 541
27.4 FONDO DE LA COLUMNA 545
27.5 EXTRACCIONES LATERALES 546
27.6 RELACIONES DE VAPOR DE *STRIPPING* 550
27.7 REFLUJOS CIRCULANTES INTERMEDIOS 551
27.8 REFLUJO INTERNO EN CABEZA 553
27.9 TEMPERATURA DE CABEZA 556
27.10 CONTROL DE PRESIÓN 556

CAPÍTULO 28. CONTROL DE COLUMNAS DE ABSORCIÓN Y *STRIPPING* 559
28.1 ABSORCIÓN 559
28.2 DESORCIÓN 563
28.3 CONJUNTO ABSORCIÓN DESORCIÓN 565
28.4 *STRIPPING* CON VAPOR DE AGUA 566
28.5 *STRIPPING* CON REBOILER 569

CAPÍTULO 29. CONTROL DE NIVEL 573
29.1 CONCEPTOS GENERALES 573
29.2 CONTROL DE NIVEL AJUSTADO 578
29.3 CONTROL DE NIVEL MEDIO 582
29.4 CONTROL NO LINEAL DE NIVEL 585

GLOSARIO DE TÉRMINOS 595

ÍNDICE TEMÁTICO 603

PARTE I

INSTRUMENTACIÓN PARA TÉCNICOS DE CONTROL

1

Medidas de caudal

1.1. Introducción

La medida de caudal se utiliza en la industria para dos propósitos fundamentales:

- Contabilidad.
- Control de procesos.

Desde el primer punto de vista, los medidores de caudal se utilizan para contabilizar la transferencia de materia entre diversas partes del proceso, diferentes compañías, o bien entre suministrador y usuario. Un ejemplo cotidiano de esto último se tiene al repostar gasolina en el automóvil.

En cuanto al control de procesos, la medición de caudal es imprescindible para poder realizar control automático, así como para optimizar rendimientos en las unidades de producción aplicando balances de materia. Por esta causa, los caudales deben medirse y controlarse cuidadosamente.

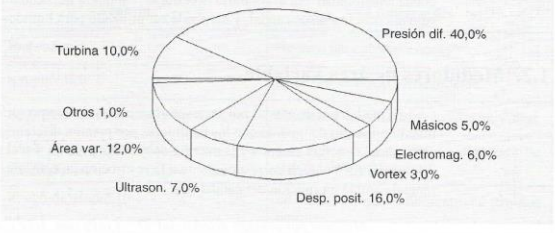


Figura 1.1

Fuente: Medidores de flujo másico por efecto Coriolis
Ingeniería Química. Agosto 1992

La Figura 1.1 muestra una clasificación con los diferentes tipos de medidores de caudal y los porcentajes aproximados de utilización. Dada la gran cantidad de tipos de medidores existentes, aquí solo vamos a ver con cierto detalle los siguientes:

- Medidores de área variable.
- Medidores por desplazamiento positivo.
- Medidores másicos.
- Medidas por presión diferencial.

Además de los anteriores, se puede mencionar de forma somera algún otro tipo, por ejemplo los medidores electromagnéticos y los de turbina, utilizados para productos totalmente opuestos.

Los *medidores electromagnéticos* se basan en el principio de Faraday según el cual la fuerza electromotriz (fem), inducida en un elemento conductor que se mueve a lo largo de un campo magnético, es proporcional a la velocidad de ese conductor. En este tipo de medidores, el líquido que pasa a través del mismo hace la función de conductor, por lo que la fem inducida por el fluido dentro del campo magnético, generado en la carcasa del medidor por medio de bobinas, es proporcional a la velocidad y, como consecuencia, al caudal. Dada la particularidad de falta de obstrucción en la línea, este tipo de medidor es muy útil para la medida de líquidos muy viscosos o abrasivos que sean eléctricamente conductores, no siendo utilizable para productos en fase gas. Además de para la medida de productos químicos, estos medidores se utilizan en la industria de alimentación para medir pastas, etc.

Un *medidor de tipo turbina* consta básicamente de un rotor con álabes soportado por un eje y con movimiento de rotación perpendicular a la dirección del flujo. Por medio de un detector magnético, cada vez que uno de los álabes pasa delante del mismo se produce un impulso al cortar el campo magnético. El número de impulsos es proporcional a la velocidad y, como consecuencia, al caudal que atraviesa el medidor. Aunque la teoría de funcionamiento es muy simple, en la práctica se presentan problemas debidos a causas tan simples como la tolerancia entre el eje y el cojinete o rodamiento sobre el cual gira, o el daño producido por el exceso de velocidad cuando existe gasificación en el producto a medir. Como características principales tiene la de ser muy exacto y disponer de muy buena repetibilidad. Por el contrario necesita ser calibrado frecuentemente para obtener la equivalencia impulsos/caudal, y no puede ser utilizado para líquidos viscosos o sucios.

1.2. Medidores de área variable

Los medidores de caudal por área variable, conocidos como rotámetros, utilizan el mismo principio de medida que los medidores por presión diferencial, es decir, la relación entre la energía cinética y la energía debida a la presión. En el sistema de presión diferencial (dP) el área correspondiente a la restricción es constante y la presión diferencial cambia en función del caudal (Q).

Medidor por presión diferencial $Q = f(dP)$ con Área constante

En el rotámetro el área de la restricción cambia al mismo tiempo que el caudal, permaneciendo constante la presión diferencial.

Medidor por área variable $Q = f(Área)$ con dP constante

La Figura 1.2 muestra, de forma simplificada, un rotámetro, el cual consta básicamente de un tubo vertical troncocónico, en muchas ocasiones de cristal, en cuyo interior se encuentra un flotador. El fluido entra por la parte inferior del tubo, arrastrando el flotador en dirección ascendente. Al ascender el flotador va dejando libre un área en forma anular hasta que la fuerza producida por la presión diferencial en las caras superior e inferior del flotador se equilibra.

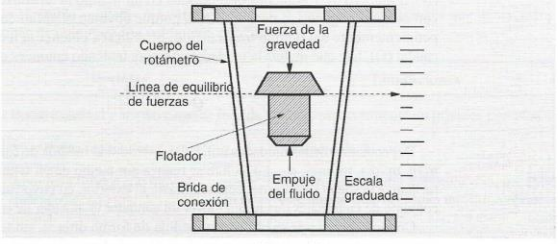


Figura 1.2

El rotámetro se basa por tanto en un balance de fuerzas, en el que las fuerzas de impacto y arrastre hacen que ascienda el flotador, aumentando el área anular disponible para el paso del fluido, con lo cual disminuye la fuerza neta de ascensión. El equilibrio se establece cuando la fuerza ascendente equilibra el peso del flotador, o fuerza descendente.

La posición de equilibrio alcanzada por el flotador dentro del tubo es una indicación directa del caudal de paso. En su forma más simple, el rotámetro tiene marcada sobre el propio tubo de cristal la escala de medida. La tabla siguiente muestra las principales ventajas y limitaciones que tienen estos tipos de medidores de caudal:

Ventajas	Limitaciones
Bajo coste.	No apto para altas presiones.
Simplicidad.	Debe ser montado verticalmente.
Apto para caudales muy pequeños.	Capacidad limitada para caudales muy altos.
Caída de presión constante y muy pequeña.	Las versiones estándar no disponen de sistema de transmisión.
Rango de caudal 10:1.	Se debe utilizar solamente en fluidos limpios.
Lectura lineal del caudal.	La suciedad sobre el cristal dificulta la lectura.

Los rotámetros se utilizan fundamentalmente en lugares donde sólo se requiere una indicación local de caudales muy bajos y limpios.

1.3. Medidores por desplazamiento positivo

Los medidores por desplazamiento positivo operan atrapando un volumen unitario y conocido de líquido (V_U), desplazándolo desde la entrada hasta la salida, y contando (N) el número de volúmenes desplazados en un tiempo determinado (t). Se conocen con el nombre genérico de contadores porque cuentan el volumen de líquido, independientemente del tiempo transcurrido. Si se desea obtener la medida en forma de caudal (Q), hay que incluir la unidad de tiempo, teniendo entonces que:

$$Q = \frac{V_U * N}{t}$$

Dependiendo de las unidades utilizadas se tendrá la medida de caudal en: litros/min, m^3/h, m^3/día, m^3/mes, etc. La lectura se realiza por medio de un sistema de transmisión mecánica desde el interior del contador hasta el exterior, en cuyo final se encuentra un conjunto de engranajes que hacen mover un contador totalizador de caudal.

Con los contadores se obtiene la medida de forma directa, sin tener que recurrir a ningún tipo de cálculo. Existen varios tipos de contadores, pero aquí solo vamos a ver el de ruedas ovales que muestra la Figura 1.3, correspondiente a la forma Bopp Reuther.

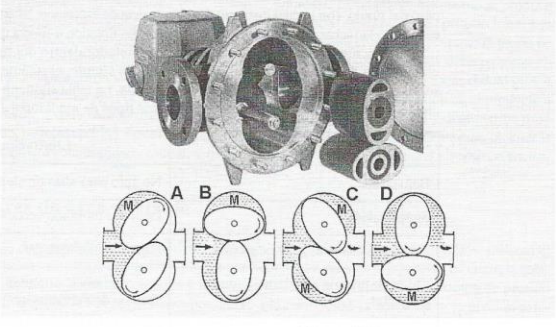


Figura 1.3

La secuencia de medida se realiza siguiendo el orden de izquierda a derecha de la forma que se describe a continuación:

- En el primer dibujo (A), se está llenando la cámara de medida «M» situada entre la rueda oval superior y la carcasa del medidor.
- En el segundo dibujo (B), ha quedado atrapado un volumen conocido de líquido entre la misma rueda oval y la carcasa.
- En el tercer dibujo (C), se desplaza el líquido desde la entrada hacia la salida del contador, al mismo tiempo que se está llenando la cámara de medida opuesta.
- Por último, en el cuarto dibujo (D), se descarga el líquido en la tubería situada a la salida del contador. En la cámara inferior ha quedado atrapado otro volumen igual.

La tabla siguiente muestra las principales ventajas y limitaciones que tienen estos tipos de medidores de volumen o caudal:

Ventajas	Limitaciones
Buena exactitud y amplio rango de medida.	Caro, especialmente en grandes tamaños.
Muy buena repetibilidad.	Alta pérdida de carga.
Apto para fluidos con muy alta viscosidad, admitiendo grandes cambios en la misma.	No apto para fluidos abrasivos o sucios. En este último caso necesitan un filtro previo.
Lectura local directa en unidades de volumen. La lectura se puede transmitir por medio de un sistema de pulsos.	Las partes móviles tienen muy poca tolerancia entre ellas para evitar fugas de líquido. Por tanto están expuestas a bloquearse.
No necesita alimentación eléctrica.	Limitan el caudal de paso a través suyo.
Amplio rango de caudal.	Pueden dañarse por sobrevelocidad.

1.4. Medidores másicos

Los medidores másicos están diseñados para medir directamente el caudal de fluido en unidades de masa, tal como kg/h, en lugar de medir el caudal en volumen, como m^3/h. Fundamentalmente son de dos tipos:

- Medidores de volumen con corrección automática de densidad incorporada.
- Medidores de masa directamente.

Algunos medidores han sido adaptados con sistemas que convierten el volumen en masa en función de presión y temperatura, de forma que dan como resultado final el caudal en unidades de masa. Ejemplos de este tipo lo forman los conjuntos de placa de orificio con medida de presión y temperatura incorporadas en el propio conjunto.

Otros medidores obtienen directamente el caudal en masa. Entre ellos se encuentran los del *tipo momento angular* como el que muestra la Figura 1.4. Constan de dos rotores introducidos en el paso de fluido. El primero de los rotores se hace girar a velocidad constante para imprimir una velocidad angular al fluido, mientras que el

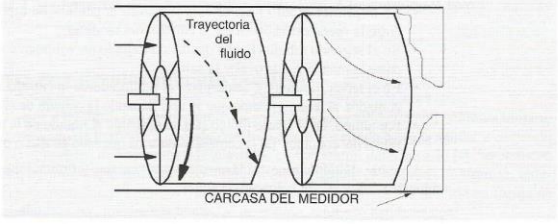


Figura 1.4

segundo permanece fijo. Esto hace que se produzca un par de torsión en el segundo rotor proporcional al caudal en masa.

Otro tipo de medidores directos de flujo másico lo constituyen *los basados en el efecto Coriolis*. Según este efecto, un objeto que se mueve en un sistema de coordenadas que rota con una velocidad angular experimenta una fuerza Coriolis proporcional a la masa y velocidad del fluido, así como a la velocidad angular del sistema.

La segunda ley de Newton establece que la fuerza «F» que actúa sobre un objeto de masa «m» con aceleración «a» es: $F = m*a$. Esta ley se modifica cuando se trata de objetos situados dentro de un sistema acelerado que gira con velocidad angular «w», por lo que el mismo objeto de masa «m», cuya velocidad lineal es «v», se encuentra sometido a la siguiente aceleración de Coriolis: $a_{cor} = 2*v*w$. Como consecuencia, la fuerza de Coriolis debida a la aceleración anterior será:

$$F_{cor} = m*2*v*w$$

La Tierra constituye un sistema de coordenadas en rotación. Si, por ejemplo, un objeto se deja caer desde una gran altura, al tocar la Tierra se habrá desviado de la vertical. Si el mismo objeto fuera obligado a caer por el interior de un tubo vertical, el efecto de desplazamiento lateral haría que el objeto ejerciera una cierta fuerza contra la pared del tubo. Si se introdujera por este mismo tubo el líquido procedente de la impulsión de una bomba, la fuerza de Coriolis resultante contra la pared del tubo sería proporcional a la masa de caudal y el momento angular de la tierra.

La Figura 1.5 muestra el principio de funcionamiento de un medidor *Micro Motion* de la firma Rosemount, formado por un tubo alojado dentro de una caja de protección y aislamiento. El tubo vibra a su frecuencia natural o frecuencia de resonancia movido por una bobina o sistema electromagnético que se encuentra situado en el centro de la curva del tubo, tal como aparece en la Figura 1.5 (A). La vibración es similar a la que produce un diapasón.

Al entrar el fluido en el medidor, se ve forzado a tomar o seguir el momento de la vibración vertical del tubo. Cuando el tubo se está moviendo hacia arriba debido al semiciclo de vibración, el fluido que está entrando al medidor se opone a ser dirigido

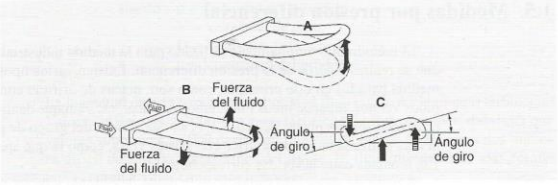


Figura 1.5

hacia arriba, empujando al tubo en dirección descendente, como aparece en la Figura 1.5 (B). Al tener el tubo su momento ascendente así como su máximo recorrido en el centro de la curva, al salir el fluido del medidor empuja al tubo en dirección ascendente. Estos dos empujes hacen que el tubo sufra un giro como el que muestra la Figura 1.5 (C).

Cuando el tubo se mueve hacia abajo debido a la segunda mitad del ciclo de vibración, se produce un giro en sentido contrario. Estos giros o retorcimientos característicos se denominan *efecto Coriolis*. De acuerdo a la segunda ley de Newton, la cantidad de giro del tubo es directamente proporcional a la masa de fluido que pasa a través del medidor.

Unos detectores situados a cada lado del tubo miden la velocidad de la vibración. La masa se determina midiendo la diferencia de tiempo mostrada por los sensores de velocidad. Cuando el caudal es cero no existe ángulo de giro en el tubo, dando como resultado la no existencia de diferencia de tiempo entre los dos sensores de velocidad. Cuando pasa caudal se produce un giro del tubo, el cual hace que exista una diferencia de tiempo entre los sensores. La diferencia de tiempo es proporcional al caudal en masa.

La tabla siguiente muestra las principales ventajas y limitaciones que tienen estos tipos de medidores de caudal en masa:

Ventajas	**Limitaciones**
Muy buena exactitud.	El conjunto es relativamente caro.
Rango de medida muy amplio, 25 : 1	Pérdida de carga media.
Lectura directa del caudal en unidades de masa sin necesidad de compensación.	Generalmente no es utilizable para gases o vapor.
Costes de mantenimiento reducidos.	Costes de instalación altos.
Salida lineal.	No utilizable en tuberías de gran tamaño.

1.5. Medidas por presión diferencial

El método más ampliamente utilizado para la medida industrial de caudales es el que se realiza a partir de la presión diferencial. Existen varios tipos de elementos de medida basados en este principio, como son: placas de orificio con diversas formas, tubos Venturi, toberas, tubos Pitot, tubos Annubar, etc., aunque dentro de ellos los más utilizados son las placas de orificio. A su vez, dentro del grupo de placas de orificio, la más utilizada es la concéntrica con aristas vivas, como la que aparece en la Figura 1.6, montada entre las bridas correspondientes.

A partir de ahora solo vamos a ver, a modo de ejemplo y de forma simplificada, el comportamiento de una placa de orificio como elemento primario de medida. A veces se conoce con el nombre de diafragma. Este elemento primario es una restricción al paso de fluido que hace aumentar la velocidad disminuyendo al mismo tiempo la presión, de tal forma que la suma de energía potencial, energía cinética y energía interna permanece constante.

Para el cálculo de placas de orificio hay que tener en cuenta una serie de conceptos, entre los cuales los más importantes son:

- **Número de Reynolds.** El comportamiento dinámico de los fluidos depende de las magnitudes relativas de inercia y fricción. Las fuerzas de fricción son dominantes en corrientes de baja velocidad y tienden a producir flujo laminar. Las fuerzas inerciales son grandes cuando la velocidad es alta, tendiendo a producir flujo turbulento. El número de Reynolds es un parámetro adimensional formado por la relación entre inercia y viscosidad, expresado como:

$$R_D = \frac{\rho V D}{\mu}$$

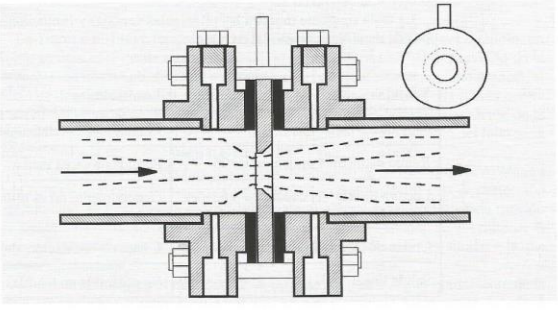


Figura 1.6

siendo: ρ = Densidad del producto
V = Velocidad de paso
D = Diámetro de la tubería
μ = Viscosidad del producto

La magnitud de este parámetro indica si el flujo puede ser laminar o turbulento. Valores inferiores a 2000 son característicos de flujo laminar, mientras que valores superiores a 4000 describen flujos turbulentos. Entre estos dos puntos es difícil definir las condiciones del fluido. El flujo turbulento es más común que el laminar y por tanto más importante.

- **Relación Beta.** Beta es la relación entre el diámetro del orificio de restricción o medida y el diámetro interior de la tubería. Valores bajos de β hacen que aumente la diferencia de presión, reduciendo la capacidad del medidor.
- **Coeficiente de descarga.** Ningún elemento primario sigue exactamente la ecuación de Bernouilli. El coeficiente de descarga «C», relaciona los caudales teórico y real y se obtiene empíricamente en función de la relación β y del número de Reynolds.
- **Recuperación de presión.** La presión disminuye al pasar por el orificio de restricción y se eleva aguas abajo. Este fenómeno es consecuencia de la conversión de energía potencial en cinética. Parte de la energía se disipa en la turbulencia, por lo que una parte de la caída de presión no se recupera.
- **Factor de expansión.** Para fluidos compresibles se utiliza en el cálculo de elementos primarios el factor de expansión «ε». Este factor tiene en cuenta el cambio en la energía interna de un fluido que acompaña a las variaciones en términos de energías cinética y potencial. Para líquidos el factor de expansión vale uno.

1.5.1. Determinación de la ecuación de cálculo de caudal con placa de orificio

Vamos a considerar una tubería que contiene una placa de orificio cuya sección de paso obviamente es menor que la correspondiente a la tubería, tal como indica la Figura 1.7.

El cálculo se basa en la aplicación del teorema de Bernouilli en una tubería horizontal, según el cual, la suma de altura cinética + altura debida a la presión + altura potencial es constante. En este desarrollo solo se van a tener en cuenta los valores y coeficientes más importantes, puesto que no se trata de un procedimiento de cálculo exhaustivo.

Siendo «d» el diámetro del orificio en metros y «D» el de la tubería en metros, se tiene la relación $\beta=d/D$, o también $\beta^2 = d^2/D^2 = S_2/S_1$, es decir, la relación entre las secciones correspondientes al orificio (S_2) y la tubería (S_1).

Si llamamos P_1 y P_2 a las presiones absolutas en Kg/cm^2 antes y después del orificio respectivamente y aplicamos el teorema de Bernouilli a las dos secciones S_1 y S_2 se tiene, despreciando las pérdidas y sabiendo que la altura potencial es la misma en ambas secciones:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g}$$

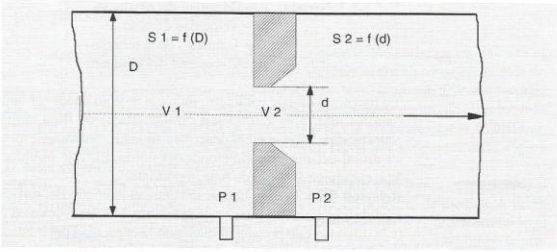


Figura 1.7

donde: V = Velocidad
ρ = Densidad
g = Aceleración de la gravedad

agrupando términos,

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = \frac{1}{\rho} * (P_1 - P_2) \quad \Rightarrow \quad V_2^2 - V_1^2 = K * (P1 - P2)$$

Como se sabe, el caudal es: Q = S * V, por tanto, V = Q / S. De esta forma:

$$\frac{Q^2}{S_2^2} - \frac{Q^2}{S_1^2} = K * (P_1 - P_2) \quad \Rightarrow \quad Q^2 * \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) = K * dP$$

Las secciones, tanto de la tubería como del orificio de restricción son constantes. Como consecuencia se llega a la ecuación genérica del caudal en función de la presión diferencial.

$$Q = K\sqrt{dp}$$

Las ecuaciones teóricas anteriores se convierten en la ecuación general para cálculo de caudales siguiente, de acuerdo a la Norma ISO 5167:

$$Q_M = C * E * \varepsilon * \frac{\pi * d^2}{4} * \sqrt{2 * g * h * \rho}$$

o lo que es igual:

$$C * E * \varepsilon = \frac{Q_M}{\frac{\pi * d^2}{4} * \sqrt{2 * g * h * \rho}}$$

siendo:

Q_M = Caudal, en kg/seg
C = Coeficiente de descarga, sin dimensiones
E = Coeficiente de velocidad de acercamiento, sin dimensiones
ε = Coeficiente de expansión, sin dimensiones
d = Diámetro del orificio, en metros
g = Aceleración de la gravedad, en m/seg^2
h = Presión diferencial, en kg/m^2
ρ = Densidad, en kg/m^3

A partir de estos datos hemos de tener en cuenta las siguientes consideraciones para hacer las unidades coherentes:

- Al pasar Q_M a kg/h hay que multiplicar el segundo término de la ecuación por 3600.
- Sabiendo que $\beta^2 = d^2 / D^2$, para expresar ambos diámetros en mm hay que multiplicar el segundo término de la ecuación por 10^{-6}, por estar elevados al cuadrado.
- La presión diferencial h en kg/m^2 es igual que en mm CA.

Según estas conversiones, el coeficiente a aplicar a la ecuación anterior es:

$$\frac{\pi}{4} * 3.600 * 10^{-6} * \sqrt{2 * g} = 0{,}01252183$$

quedando la ecuación general para cálculo de *caudal en masa* como:

$$Q_M = 0{,}01252183 * C * E * \varepsilon * \beta^2 * D^2 * \sqrt{h * \rho}$$

Si el cálculo se quiere en unidades de volumen, basta con dividir la ecuación anterior entre la densidad utilizada como base, normalmente densidad a 15 ºC. Por tanto,

$$Q_V = \frac{Q_M}{\rho_b}$$

Los coeficientes de descarga, expansión y velocidad de acercamiento se calculan para cada tipo de medidor, como:

- Placa de orificio de arista viva, de cuarto de círculo y con entrada cónica.
- Placa de orificio con tomas de presión a D y D/2 ó 2 1/2 D y 8 D.
- Toberas ISA 1932 y de radio largo.
- Tubos Venturi.
- Placas de orificio con tomas de presión *corner tappings*.
- Orificios de restricción.

Dado que el objeto de este capítulo no es el de desarrollar completamente los cálculos para la medida de caudal, no se incluyen los coeficientes anteriores, los cuales pueden ser obtenidos de la Norma ISO 5167 y del libro *Flow Measurement Engineering Handbook* de Miller.

La tabla siguiente muestra las principales ventajas y limitaciones que tienen estos tipos de medidores de caudal por placa de orificio:

Ventajas	Limitaciones
No tienen componentes móviles.	Utilizable solo para rangos de caudal 4 : 1
Se dispone de un amplio margen de rangos y tamaños.	Relación cuadrática entre presión diferencial y caudal.
Aptos para la mayoría de gases y líquidos.	Relativamente baja exactitud.
Ampliamente establecido y aceptado.	Pérdida de presión no recuperable.
No necesita calibración del elemento.	La viscosidad afecta al rango de caudal.
Simplicidad.	La instalación puede llegar a ser costosa.

1.6. Correcciones de caudal

Para la medida continua de caudales por presión diferencial se utilizan medidores cuyo rango o escala puede estar calibrada en peso o volumen, bien en condiciones normales de presión y temperatura o en otras condiciones, para las cuales fue realizado el diseño.

Si un medidor está calibrado para unas determinadas condiciones de operación, solo indicará el caudal correcto cuando se cumplan estas condiciones. Si esto no ocurre habrá que multiplicar el caudal medido por un factor de corrección, con el fin de adaptar las condiciones de cálculo del elemento primario de medida a las condiciones reales de paso del producto.

De forma general, las ecuaciones que se describen son válidas siempre que la variación de las condiciones de operación reales, frente a las de diseño, no sean muy significativas. En caso contrario la variación afectará al número de Reynolds, por lo que será conveniente recalcular el elemento primario para que la validez de la medida sea aceptable. A continuación se desarrolla el procedimiento de corrección a emplear en los medidores de líquidos y gases. En todos ellos, la ecuación general de corrección será:

CAUDAL CORREGIDO = CAUDAL MEDIDO * FACTOR de CORRECCIÓN

Líquidos en volumen

Habitualmente la medida de caudal se realiza en m^3/h a 15 °C, a cuya temperatura base se toma la densidad de diseño. Si el producto cambia puede ocurrir que la densidad a 15 °C sea diferente, ocasionando un error en la medida. Del mismo modo se tiene una densidad de diseño a la temperatura de operación, tomada para el cálculo, y una densidad real del producto a la temperatura de paso. Como consecuencia, el factor de corrección (Fc) será:

$$Fc = \sqrt{\frac{Densidad\ operación\ real}{Densidad\ operación\ diseño}} * \frac{Densidad\ 15^{o}\ C\ diseño}{Densidad\ 15^{o}\ C\ operación}$$

Normalmente no se suele utilizar el segundo término de la ecuación al realizar las correcciones, puesto que si existen variaciones importantes de la densidad a 15ºC en el líquido, entre las condiciones de operación y diseño, es más conveniente recalcular de nuevo el elemento de medida. De esta forma la lectura sin corregir tendrá mayor fiabilidad.

Líquidos en peso

El factor de corrección será:

$$Fc = \sqrt{\frac{Densidad\ operación\ real}{Densidad\ operación\ diseño}}$$

A veces, partiendo de un caudal medido en volumen, se quiere obtener el equivalente en peso. En este caso, hay que multiplicar el volumen medido por la densidad a la temperatura base para la cual fue calculado el elemento primario. Por ejemplo, partiendo de un caudal en m^3/h a 15 ºC, para obtener el caudal en Tm/h habrá que multiplicar el valor obtenido por la densidad a 15 ºC del producto.

GASES

En el caso de una mezcla de gases, las variaciones en el peso específico pueden ser debidas, tanto a variaciones de presión y temperatura, como a la diferente composición del gas, hecho que hay que tener en cuenta en la corrección.

Si la escala de un medidor está calibrada en Nm^3/h de gas seco, la indicación será correcta mientras el peso molecular, presión y temperatura del gas sean las mismas que las utilizadas para el diseño. En el supuesto en el que el peso molecular sea constante, deben eliminarse de las ecuaciones de corrección, mencionadas posteriormente, los valores correspondientes a dicho peso molecular. Una vez hecha esta eliminación, las ecuaciones quedarán generalizadas para cualquier corrección de tipo presión y temperatura.

Gases en volumen

El factor de corrección será:

$$Fc = \sqrt{\frac{(Presión\ oper. + 1)}{Pm\ oper.* (Temp.\ oper. + 273)}} * \sqrt{\frac{Pm\ diseño * (Temp.\ diseño + 273)}{(Presión\ diseño + 1)}}$$

En esta ecuación se puede utilizar el peso específico del gas en condiciones de diseño y operación, en sustitución del peso molecular.

Gases en peso

El factor de corrección será:

$$Fc = \sqrt{\frac{(Presión\ oper. + 1) * Pm\ oper.}{(Temp.\ oper. + 273)}} * \sqrt{\frac{(Temperatura\ diseño + 273)}{(Presión\ diseño + 1) * Pm\ diseño}}$$

En esta ecuación también se puede utilizar el peso específico del gas en condiciones de diseño y operación, en sustitución del peso molecular.

1.7. Corrección empírica en medidas de vapor

Cuando se trata de medir vapor de agua, el caudal será correcto siempre que la temperatura y presión sean las mismas que las de diseño. Si estas condiciones varían, también se modificará el peso específico del vapor. A continuación se desarrolla un método de cálculo de la corrección que se puede aplicar a un medidor de caudal en peso de *vapor recalentado*, en función de las variaciones de presión y temperatura. El subíndice C corresponde a valores de cálculo, mientras que el F corresponde a valores de flujo o condiciones del proceso.

Datos de cálculo de la placa de orificio

- Presión: 20 kg/cm^2 absolutos
- Temperatura: 330 °C

Suponiendo que la presión de trabajo oscila entre 17 y 21 kg/cm^2 relativos y la temperatura entre 290 y 360 °C, tenemos los siguientes valores de peso específico (ρ) obtenidos de las tablas de volúmenes específicos de vapor de agua, sabiendo que $\rho = 1/v$:

kg/cm^2 rel.\°C	**290**	**310**	**330**	**350**	**360**
17	7,107	6,821	6,562	6,325	6,211
18	7,530	7,220	6,940	6,685	6,570
19	7,955	7,628	**7,326**	7,057	6,930
20	8,382	8,026	7,710	7,424	7,288
21	8,818	8,439	8,091	7,788	7,645

Puesto que la placa de orificio se ha calculado para 20 kg/cm^2 abs y 330 °C, el valor del peso específico de cálculo será $\rho_C = 7{,}326$. Llamando «h» a la presión diferencial que se produce en el elemento de medida, la ecuación de caudal másico es:

$$Q_M = K\sqrt{h * \rho_C}$$

Para un determinado valor de «h», la señal de salida del transmisor de presión diferencial es proporcional a: $\sqrt{h * 7{,}326}$. Si las condiciones difieren de los valores de cálculo, el caudal es proporcional a $\sqrt{h * \rho F}$. Por tanto, para obtener una señal proporcional al caudal, debemos multiplicar la señal de salida del transmisor de presión diferencial por el factor de corrección:

$$F_c = \sqrt{\frac{\rho F}{\rho C}} = \sqrt{\frac{\rho F}{7{,}326}}$$

De los valores del peso específico de la tabla anterior, obtenemos la siguiente tabla de factores de corrección dentro de la zona de trabajo:

kg/cm² rel.\ºC	290	310	330	350	360
17	0,985	0,965	0,946	0,929	0,920
18	1,014	0,993	0,973	0,955	0,946
19	1,042	1,020	**1,000**	0,981	0,972
20	1,070	1,047	1,026	1,007	0,997
21	1,097	1,073	1,051	1,031	1,021

Puesto que no es posible aplicar directamente el valor de la corrección, debe hacerse en función de los valores de presión relativa y temperatura. Empleando la fórmula empírica:

$$F_c = \sqrt{\frac{(P_F - 2) * (T_C + 100)}{(P_C - 2) * (T_F + 100)}}$$

se obtiene la siguiente tabla de factores, en la que comparando con la anterior, se observa que dentro de la zona de trabajo los errores son inferiores al 1%.

kg/cm² rel.\ºC	290	310	330	350	360
17	0,986	0,962	0,939	0,918	0,908
18	1,018	0,993	0,970	0,948	0,938
19	1,050	1,024	**1,000**	0,977	0,967
20	1,080	1,053	1,029	1,005	0,995
21	1,110	1,082	1,057	1,033	1,022

De acuerdo a estas conclusiones, podemos establecer la siguiente ecuación empírica para obtener el caudal de vapor corregido (Q_C) dentro de la zona de trabajo a partir del caudal medido, presión y temperatura:

$$Q_C = Q_M * \sqrt{\frac{(P_F - 2) * (T_C + 100)}{(P_C - 2) * (T_F + 100)}}$$

1.8. Medidas de gas licuado del petróleo

Como su nombre indica, el Gas Licuado del Petróleo (GLP) o *Liquefied Petroleum Gas* (LPG), se encuentra en fase gas a presión atmosférica. Con objeto de que se mantenga en fase líquido debe ser sometido a una presión superior a la atmosférica. La

presión requerida para conseguirlo se conoce como presión de vapor y variará dependiendo de la cantidad de butano, propano y etano que contenga la mezcla. La presión de vapor también es función de la temperatura. Un aumento de temperatura aumenta la presión de vapor.

Al aumentar la temperatura se produce vaporización del líquido hasta que se consiga un nuevo equilibrio presión temperatura. El mismo fenómeno ocurre si se reduce la presión. Disminuir la temperatura o aumentar la presión da como resultado la condensación de parte del vapor hasta que se establezca un nuevo equilibrio. Una característica importante del GLP es el hecho de ser mucho más compresible, en fase líquido, que otros productos del petróleo. El propano, por ejemplo, disminuye entre 0,3 y 0,5 % por cada 7 kg/cm^2 de presión.

El GLP tiene muy baja viscosidad y prácticamente ningún efecto lubricante. Las bombas, medidores, etc., deben mantenerse llenos de líquido durante todo el tiempo, incluso cuando el sistema se encuentre sin circulación de producto. Esto se debe a que el GLP tiene una característica que le hace depositar sedimentos sobre las superficies cuando el líquido se evapora. Este sedimento es abrasivo y, por tanto, perjudicial para la vida de los equipos.

1.8.1 Eliminación de vapor en el sistema de medida

Si se desea obtener una medida exacta del caudal de paso, es fundamental que el medidor y las tuberías aguas arriba del mismo se mantengan llenas de líquido todo el tiempo, incluso después de periodos de mantenerse la instalación fuera de servicio.

Los cambios en la temperatura ambiente hacen que el GLP se expanda o contraiga. Este efecto es mucho más acusado en las tuberías que en los recipientes de almacenamiento puesto que en las tuberías hay más metal, por unidad de volumen de líquido, para absorber y liberar calor. Por ejemplo, el líquido en una esfera puede que no varíe más de 2 ó 3 °C a lo largo de un periodo de 24 horas. Durante el mismo tiempo, el líquido en la tubería puede estar sometido a una variación entre 40 °C por la tarde y 20 °C por la mañana.

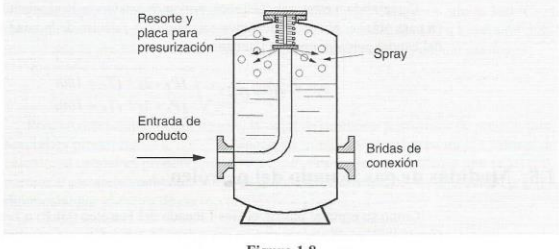


Figura 1.8

Para eliminar el vapor formado, sobre todo durante los periodos en los que el envío de GLP se encuentra detenido, existen diversos métodos: venteo a la atmósfera, retorno al tanque o recipiente origen del envío, etc. Aquí vamos a contemplar la inclusión de un tanque para condensar los vapores formados, situado inmediatamente antes del medidor de caudal y en un punto de la línea tan alto como sea posible.

La Figura 1.8 muestra un tanque de condensación en el que puede verse que la tubería de entrada se prolonga hasta la parte superior del mismo, estando además taponada con una placa que soporta la carga de un resorte calibrado. Con este sistema, el líquido que entra tiene que vencer la fuerza del resorte, produciendo un spray que al caer se mezcla con el vapor que existe en la parte superior del tanque. Esta acción hace que el vapor condense, pasando a líquido.

A modo de ejemplo, la Figura 1.9 muestra el diagrama de proceso para una instalación de medida de GLP en la que se controla el caudal, teniendo como protección un controlador de presión para que ésta no disminuya de un valor determinado que sea superior a la presión de vapor del producto a medir.

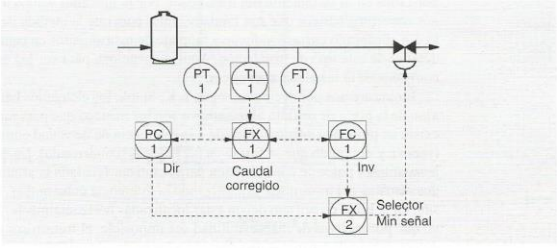


Figura 1.9

Se trata de controlar la señal más restrictiva entre el caudal y la presión de líquido. En operación normal estará controlando el caudal en su valor de referencia o punto de consigna. Durante situaciones de alto caudal disminuirá la presión, por lo que al llegar al valor fijado en su punto de consigna asumirá el control, haciendo disminuir el caudal. Cuando la demanda de líquido es baja tomará el control el caudal, haciendo aumentar la presión al cerrar la válvula. El controlador que proporciona la salida menor es seleccionado automáticamente para manipular la válvula. Disminuyendo la apertura de válvula disminuirá el caudal y aumentará la presión.

El registro de la Figura 1.10 muestra cómo la presión permanece por encima de su punto de consigna durante los momentos en que la demanda es baja, en los que el control se realiza por medio del caudal. Por el contrario, cuando la demanda es suficientemente alta para que disminuya la presión hasta alcanzar su punto de consigna, el caudal disminuirá quedando sin control.

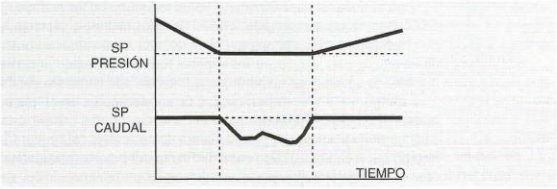


Figura 1.10

1.9. Instalación para la medida de vapor

Con mucha frecuencia existen problemas en la medida de vapor por medio de placas de orificio. En la mayoría de las ocasiones, el error en la medida está producido por fallos en la instalación del transmisor, por lo que aquí vamos a contemplar algunos conceptos básicos que son fundamentales para que la medida de vapor sea correcta. En el capítulo correspondiente a montaje de instrumentos en campo aparecen otros detalles de este tipo de instalación. Aquí se menciona para ver los errores que pueden cometerse si la instalación no es correcta.

Empezaremos por decir que, según L.K. Spink, los elementos básicos para la conexión de la placa de orificio al transmisor son los mismos que para medir líquidos, pero existe un problema adicional debido a la diferencia de densidad entre el fluido a medir (vapor), y el líquido que se forma en las tuberías (condensado). En este tipo de montaje se utilizan potes de condensación para mantener igualada la altura de líquido en las dos cámaras del transmisor, minimizando la diferencia entre ambas. Las tomas de presión en la brida de orificio deben estar localizadas horizontalmente. Por otro lado, salvo que por motivos de inaccesibilidad sea imposible, el transmisor debe estar montado por debajo de las tomas de conexión a las bridas de orificio.

La Figura 1.11 muestra una instalación correcta para la medida de vapor, la cual sigue las recomendaciones exigidas para que la medida sea aceptable.

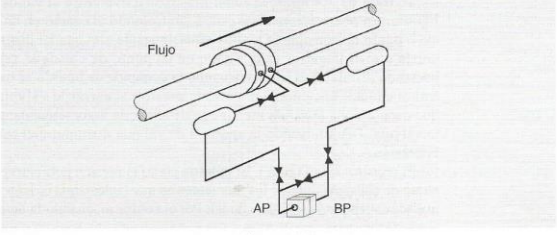


Figura 1.11

Tanto con este tipo de montaje como con el de la Figura 1.12, los potes de condensación tienen llena de condensado aproximadamente la mitad inferior, mientras que la mitad superior contiene vapor. Cuando el vapor se condensa, el exceso de condensado retorna a la tubería, mientras que en sentido contrario se introduce vapor vivo. Por esta razón es necesario que las válvulas de bloqueo sean de plena apertura y las líneas de conexión de suficiente diámetro para permitir el flujo en contracorriente de ambos fluidos, vapor y condensado.

Como se ha mencionado anteriormente, los transmisores deben situarse por debajo de las bridas de orificio y los potes de condensación deben estar a la misma altura que las tomas de presión. Si la tubería es vertical, ambos potes deben situarse a la altura de la toma superior. En instalaciones donde el medidor deba estar colocado por encima de la tubería, los potes de condensación deben localizarse por encima del transmisor, tal como muestra la Figura 1.12. En este caso las tomas de presión deben situarse en la parte superior de la tubería.

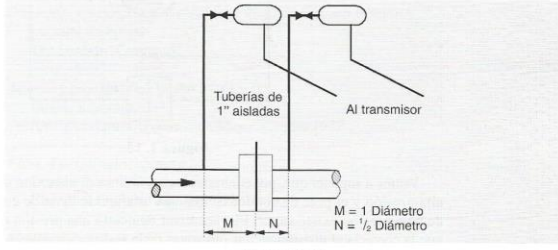


Figura 1.12

En resumen, para que en una instalación para la medida de vapor con placa de orificio y potes de condensación no aparezcan errores de medida, debidos a columnas no deseables de condensado, es preciso que se cumpla alguna de las dos condiciones siguientes:

- Los potes de condensación están a nivel de las tomas de presión, lo cual implica la existencia de unas bridas de orificio con salidas horizontales (Figura 1.11).
- Si los potes de condensación están por encima de las tomas de presión, la instalación debe estar hecha de tal manera que *garantice la presencia de vapor,* sin bolsas de condensado, en las líneas que van de las bridas de orificio a los potes (Figura 1.12).

Otro factor importante a tener en cuenta es el tipo de aislamiento que tiene cada tramo de las líneas que unen las bridas de orificio con el transmisor.

Por todo lo expuesto, a veces, con instalaciones como la que aparece en la Figura 1.13 no se puede garantizar que la medida sea correcta, porque, aunque los potes de condensación se encuentran situados por encima de las tomas de presión, no existe

garantía de que no se formen columnas de condensado en una o en las dos líneas de subida hasta los potes. En este caso se han utilizado bridas de orificio para realizar las tomas de presión, con una inclinación de 45 grados.

Como se ha mencionado anteriormente, las líneas de conexión entre las bridas de orificio y los potes de condensación deben permitir el tráfico en contracorriente de vapor y condensado, por lo que si existe algún tipo de obstrucción en este tramo de tubería, se pueden producir errores en la medida como en el ejemplo que se detalla a continuación:

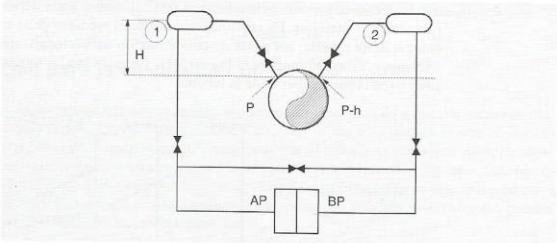


Figura 1. 13

Vamos a suponer que, por cualquier causa, la línea de conexión que une la toma de alta presión y el pote de condensación está totalmente llena de condensado y en la de baja presión existe vapor. El transmisor detectará una presión diferencial menor que la correcta al distribuirse las presiones de la forma siguiente:

- Punto 1. P - H
- Punto 2. P - h

Donde: P = Presión en la toma de alta.
h = Depresión producida por la placa de orificio.
H = Altura entre las tomas de presión y los potes de condensación.

Según lo anterior, la presión diferencial medida por el transmisor es:

$$\Delta P = (P - H) - (P - h) = h - H$$

que es H milímetros de columna de agua menor que la que debería ser, midiendo menos de lo que le corresponde.

El cálculo se invierte si la rama de baja presión está llena de condensado y la de alta presión está llena de vapor. En este caso la presión diferencial medida por el transmisor será:

$$\Delta P = P - (P - h - H) = h + H$$

que es H milímetros de columna de agua mayor que la que debería ser, midiendo más que lo que le corresponde.

Cualquier otra situación es perfectamente posible: una o las dos ramas parcial o totalmente llenas de condensado o ambas ramas totalmente llenas de vapor. Como consecuencia de todo lo descrito, el sistema medirá correcta o incorrectamente según sea la situación en las líneas de subida desde las bridas de orificio a los potes de condensación.

Bibliografía

Flow measurement engineering handbook
Richard W. Miller
McGraw Hill Book Company

Principles and practice of flowmeter engineering 9th Edition.
Leeland K. Spink
The Foxboro Company

Selecting the right flowmeter. Part I y II.
David J. Lomas.
Instrumentation Technology, Mayo y Junio 1977

Flow. A performance review
Donald Ginesi & Gary Grebe
Chemical Engineering, June 22, 1987

Medidores de flujo másico por efecto Coriolis
Victor Meseguer, José Perez y Francisco J. Marzal
Ingeniería Química, Agosto 1992.

Micro Motion. Product Catalogue
Fisher Rosemount

2

Medidas de presión

2.1. Concepto de presión

La presión se define como la fuerza normal *(F_N)* que, distribuida uniformemente, actúa sobre una superficie dada *(S)*.

$$P = F_N / S$$

La fuerza puede estar ocasionada por líquidos, gases o vapores, o por cuerpos sólidos, y su unidad de medida, en el Sistema Internacional (SI), es el Newton, el cual se define como:

$$1\ N = 1\ Kg\ \frac{m}{s^2}$$

Conocida esta fuerza y utilizando como unidad de superficie el metro cuadrado se obtiene como unidad de presión el Pascal, nombre debido al físico francés del siglo XVII, Blas Pascal.

$$1\ Pa = 1\ \frac{N}{m^2}$$

Un Pascal *(Pa)* corresponde a la presión ejercida uniformemente sobre una superficie, en la cual la fuerza de 1 Newton actúa verticalmente sobre 1 m^2. En la práctica se utiliza el Bar como unidad de presión, equivalente a 100 Kpa.

Otras equivalencias entre unidades de presión, utilizadas comúnmente son:

1 Kg / cm^2 = 0,981 Bar
1 Atm = 1,013 Bar = 760 mmHg
1 Kg / m^2 = 1 mmCA (mm Columna Agua)
1 mmCA = 0,0981 mBar = 9,806 Pa

2.1.1. Presión absoluta

Los diferentes tipos de presión se diferencian entre sí solamente por su punto de referencia a presión cero. La falta de presión (vacío total) en un espacio cualquiera del universo se conoce como cero absoluto.

Si una presión está referida al cero absoluto se conoce como *presión absoluta*. Para distinguirla de otros tipos de presión se caracteriza por el sufijo o subíndice *abs*. Otra forma de conocer la presión absoluta es sumando la presión atmosférica a la presión relativa que indica cualquier manómetro.

2.1.2. Presión atmosférica

La presión necesaria para la vida en la Tierra se conoce como *presión atmosférica del aire*. Se ocasiona por el peso de la atmósfera que rodea la Tierra hasta una altitud aproximada de 500 Km. Desde la superficie de la Tierra hasta esta altitud se produce una caída de presión constante, llegando a presión cero a los 500 Km, es decir, presión absoluta cero. Para distinguirla de otros tipos de presión se caracteriza por el sufijo o subíndice *atm*.

La presión atmosférica depende de los cambios climáticos, tomándose como referencia la existente como valor medio a nivel del mar, denominada *Atmósfera*, o lo que es igual, 1,013 Bar ó 760 mm Hg. Los cambios climáticos pueden hacer aumentar o disminuir la presión atmosférica en valores de ± 5 %.

2.1.3. Presión diferencial

La diferencia entre dos presiones P_1 y P_2 se conoce como *presión diferencial*.

$$dp = P_1 - P_2$$

Cuando se mide la diferencia de presión entre dos puntos, habitualmente con el mismo cero de referencia, la medida se denomina presión diferencial $P_{1,2}$ o también $dP_{1,2}$.

2.1.4. Presión relativa

En la práctica se suele utilizar como medida de presión la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica. Esta diferencia se conoce como *presión relativa*. Para distinguirla de otros tipos de presión se caracteriza por el sufijo o subíndice *rel*.

$$P_{rel} = P_{abs} - P_{atm}$$

Cuando la presión absoluta es mayor que la atmosférica, la presión relativa es de *signo positivo*. Por el contrario, si la presión absoluta es menor que la atmosférica, la

presión relativa es de *signo negativo.* En otras palabras, la presión relativa puede ser positiva o negativa respecto a la presión atmosférica.

La presión relativa de signo negativo se conoce a veces como vacío, por ejemplo 500 mm Hg de vacío es un valor de presión relativa negativa. Este valor es equivalente a 260 mm Hg de presión absoluta, suponiendo que la presión atmosférica es de 760 mm Hg. Concretando, la presión absoluta está referida siempre al cero absoluto, o falta de presión, mientras que la presión relativa está siempre referida a la presión atmosférica.

Como resumen de los apartados anteriores, la Figura 2.1 muestra los diferentes tipos de medida de presión existentes

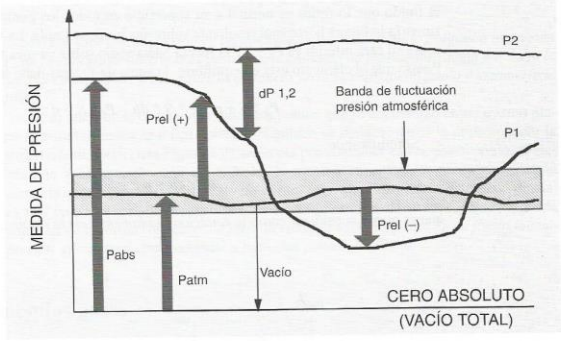


Figura 2.1

2.2. Presión en los líquidos

Empezaremos por recordar que la *Hidrostática* se aplica al estudio de los fluidos en reposo y la *Hidrodinámica* al estudio de los fluidos en movimiento. Un fluido es una sustancia que puede «fluir», por consiguiente, la denominación de fluidos incluye tanto líquidos como gases. Los líquidos y gases se diferencian notablemente en sus coeficientes de compresibilidad, por lo que mientras un líquido es prácticamente incompresible, un gas puede ser fácilmente comprimido. En este apartado vamos a suponer que la pequeña variación de volumen que puedan experimentar los líquidos es despreciable.

Generalizando, la presión *en un punto cualquiera* se define como la relación que existe entre la fuerza normal (dF_N) y la pequeña superficie (dS) sobre la que se ejerce.

$$P = dF_N / dS$$

Si la presión es la misma en todos los puntos de una superficie plana «*S*», la ecuación anterior se transforma en la que se ha visto en el apartado anterior,

$$P = F_N / S$$

Veamos ahora la relación general entre la presión «*P*» en cualquier punto de un fluido y la ordenada «*h*» del punto. Si el fluido está en equilibrio, cualquier elemento con un determinado volumen se encuentra en equilibrio. Consideremos un elemento en forma de lámina delgada cuyas caras tienen la superficie «*S*» y espesor «*dh*» (parte superior de la Figura 2.2). Si «*ρ*» es la densidad del fluido, la masa del elemento será $\rho * S * dh$ y su peso «*dw*» será $\rho * g * S * dh$. La fuerza ejercida sobre el elemento por el fluido que lo rodea es normal a su superficie en todos los puntos, por lo que por simetría la fuerza horizontal resultante sobre sus bordes es nula. La fuerza ascendente sobre su cara inferior es $P_i * S$ y la fuerza hacia abajo sobre su cara superior es $P_S * S$. Puesto que el elemento está en equilibrio, la suma de fuerzas debe ser cero. Por tanto:

$$P_S * S + \rho * g * S * dh - P_i * S = 0$$

Simplificando,

$$dP / dh = \rho * g$$

que se puede considerar como la *ecuación fundamental de la estática de fluidos.*

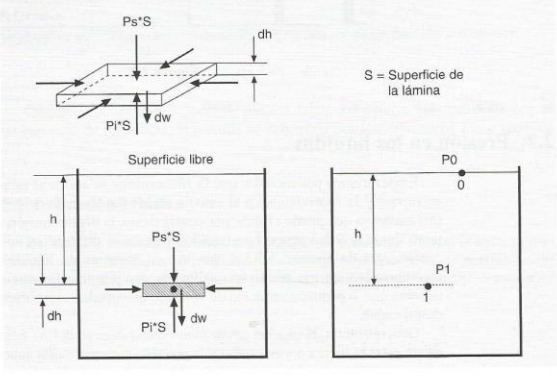


Figura 2.2

En el caso de los líquidos la densidad es constante y, como se ha supuesto que los líquidos son incompresibles, al integrar la ecuación anterior se obtiene:

$$P = \rho * g * h + k$$

La constante de integración depende de las condiciones iniciales. Si en la parte derecha de la Figura 2.2 consideramos la presión en la superficie del líquido, (Punto 0), la altura «*h*» será cero. Por tanto se tendrá que $P_0 = K$, siendo P_0 la presión sobre la superficie libre, en este caso la presión atmosférica. Según esto,

$$P = P_0 + \rho * g * h$$

lo cual nos dice que *la presión en un punto cualquiera del líquido es igual a la presión* P_0 *en la superficie libre más el peso de una columna de líquido que tenga por base la unidad de superficie y por altura la distancia vertical entre dicho punto y la superficie libre.*

De lo anterior se deduce que todos los puntos que se encuentran en un mismo plano horizontal tienen la misma presión. También se deduce que si la presión sobre la superficie libre (P_0 en la Figura 2.2), aumenta por cualquier causa, por ejemplo, sometiéndola a compresión con un émbolo, la presión en cualquier punto del sistema aumenta en la misma cantidad. Esto no es otra cosa que el *principio de Pascal*, el cual es una consecuencia de la ley fundamental de la estática de fluidos y que se puede enunciar de la forma siguiente: *La presión ejercida sobre un punto de un fluido incompresible se transmite íntegramente a todos los puntos del fluido.*

2.3. Presión en los gases

Las moléculas de un gas pueden ser imaginadas como pequeñas esferas moviéndose aleatoriamente en el interior de un recipiente cerrado. Durante este movimiento, las moléculas colisionan elásticamente entre ellas y con las paredes del recipiente. Estas continuas colisiones ocasionan la presión del gas. La Figura 2.3 muestra el movimiento molecular en los gases.

Se supone que los choques son perfectamente elásticos, de modo que la energía cinética total de dos moléculas es la misma antes y después del choque entre ellas. Del mismo modo, los choques contra las paredes son perfectamente elásticos, por lo que una molécula que se dirige perpendicularmente hacia una pared con una cantidad de movimiento *mv* retrocederá desde la pared con una cantidad de movimiento *-mv*. La variación de la cantidad de movimiento por molécula y choque será:

$$mv - (-mv) = 2\,mv$$

Si se conoce el número de moléculas que chocan con la pared por unidad de tiempo y se multiplica este número por la variación en la cantidad de movimiento por molécula y choque (2mv/2), se tiene la variación total de la cantidad de movimiento por unidad de tiempo.

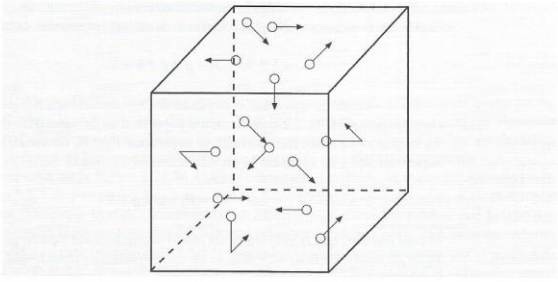


Figura 2.3

$$\frac{N}{t} * m * v = N * m * a$$

En virtud de la segunda ley de Newton *(F=m*a)*, el valor anterior es la fuerza total ejercida por la pared del recipiente sobre el gas, en Newton. Dividiendo este valor entre la superficie de la pared se obtiene la presión.

$$P = \frac{N * m * a}{S} = \frac{Newton}{m^2} = Pa$$

El valor de presión obtenido debe ser igual al de la teoría cinética de los gases, según la cual, si m (Kg) es la masa de una molécula de gas, V_{med} (m/s) es la velocidad media molecular y N es el número de moléculas contenidas en un volumen (m^3), la presión ejercida será:

$$P = \frac{1}{3} * N * m * V^2 med = \frac{1}{m^3} * Kg * \frac{m^2}{s^2} = \frac{Kg * m}{s^2} * \frac{m}{m^3} = \frac{Newton}{m^2} = Pa$$

A la vista de lo anterior, la presión de un gas depende de:

- Número de moléculas del gas.
- Masa de las moléculas del gas.
- Velocidad media.

Cuando el gas se calienta, la velocidad media molecular aumenta, elevando la presión. Esto se traduce en que la presión ejercida en un punto del recipiente se distribuye en todas direcciones. La movilidad molecular explica la tendencia de los gases a llenar enteramente el volumen disponible, fenómeno conocido como expansión. La expansión es un proceso natural espontáneo acorde con el segundo principio de la termodi-

námica, dado que *la Naturaleza tiende a evolucionar hasta un estado en el que exista el mayor desorden molecular.*

2.4. Métodos para medir la presión

Al estudiar la variedad de métodos existentes para medir la presión se necesita realizar algún tipo de subdivisión. El rango de medida puede estar comprendido entre:

- Algunos milímetros de columna de agua (mm CA).
- Muchos kilogramos por centímetro cuadrado.

Por otro lado, la indicación de presión se puede obtener por medio de:

- Medida directa
- Medida indirecta

Los instrumentos que miden directamente la presión determinan la magnitud de la misma de acuerdo a alguna de las leyes vistas anteriormente, y obtienen la indicación a partir de ellas.

$$P = F_N / S$$
$$dP = dh * \rho * g$$

Los instrumentos que miden la presión de forma secundaria, o indirecta, utilizan algún efecto, como deflexión elástica, efecto óptico, eléctrico, etc., para indicar la presión medida. Los convertidores o transmisores son instrumentos que convierten la presión existente a la entrada, en una señal de salida, generalmente eléctrica o neumática. Esta salida es función de la presión de entrada, y puede ser de naturaleza digital o analógica.

2.4.1. Instrumentos de medida directa de la presión

Este apartado se debe iniciar recordando que cualquier elemento que mide directamente la presión se conoce con el nombre genérico de *manómetro*. Aunque existen otros tipos de medidores de presión que miden la presión de forma directa, como manómetros de tubo inclinado, manómetros en «U» con varios líquidos, balanzas tipo pistón, etc., aquí solo vamos a contemplar, a modo de ejemplo, los casos más comúnmente usados en la práctica, como:

- Medida de presión con columna de líquido.
- Medida de presión por balance con líquido de referencia.

Medida de presión con columna de líquido

El principio de medida de un manómetro de columna de líquido se basa en el hecho de aplicar directamente la ecuación:

$$dP = dh * \rho * g$$

donde la presión medida «*P*» se compara con el *peso de una columna de líquido h*. La altura de líquido en la columna se puede visualizar en una escala adosada a la propia columna, como muestra la Figura 2.5.

La selección del líquido depende de la magnitud de la medida a realizar, siendo los más habituales agua y mercurio. Si se considera una columna con 1 metro de altura, las diferentes densidades del agua ($\rho \equiv 1$ g/cm^3) y mercurio ($\rho \equiv 13{,}6$ g/cm^3) dan una medida de presión de:

- Agua = 98,1 mbar
- Mercurio = 1334,2 mbar

Estos valores muestran que la columna de líquido es útil para la medida de bajas presiones o presiones diferenciales, así como para la calibración de otros instrumentos basados en la medida de presión o presión diferencial.

A la hora de visualizar la medida obtenida con una columna de líquido hay que tener presente el efecto de la *tensión superficial de los líquidos* que se muestra por la curvatura superficial *(menisco)* en las paredes interiores de la columna y que aparecen en la Figura 2.4. En el caso de líquidos con baja tensión superficial, como el agua, la forma del menisco es cóncava hacia el lado del aire. En el caso del mercurio, con muy alta tensión superficial, el menisco es convexo hacia el lado del aire. Con el fin de eliminar el error de *paralaje* al llevar a cabo la lectura de presión, esta lectura debe realizarse en dirección horizontal, tomando como referencia la parte superior del menisco, tal como muestra la Figura 2.4.

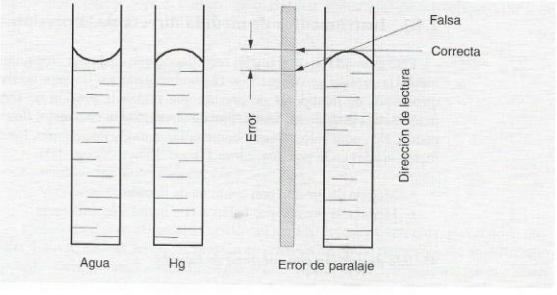


Figura 2.4

Dependiendo de los requerimientos específicos, las columnas de líquido pueden tener diversas formas constructivas, como tubo inclinado, tubo en «U» con un solo líquido, tubo en «U» con varios líquidos superpuestos, etc., aunque realmente la más utilizada es la de tubo en «U» con un solo líquido, como muestra la Figura 2.5. El principio de medida está basado en que:

$$dp = P1 - P2 = dh * \rho * g$$

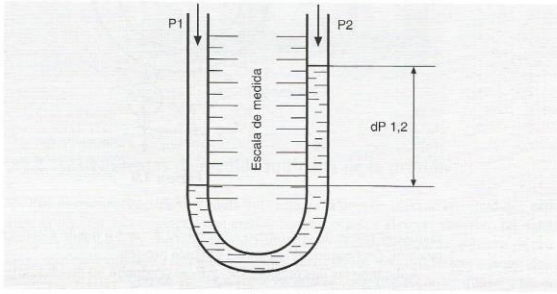


Figura 2.5

Cuando las presiones P_1 y P_2 son iguales, la diferencia de altura, que corresponde a la diferencia de presión, es cero.

Medidas de presión por balance con líquido de separación

Con el método de balance de presión, el líquido solo sirve para separar las cámaras de presión. La presión que va a ser medida actúa sobre una superficie *«S»* y es comparada con la fuerza debida al peso *«F»*. Como consecuencia, la densidad del líquido existente dentro de la cámara no tiene ninguna influencia en la medida.

Igual que en el caso de las columnas de líquido, existen varios métodos de medida, actualmente en desuso, de los cuales vamos a centrarnos exclusivamente en el de *balance de presión en cámara anular o toroidal*, método que aparece en la Figura 2.6.

En este caso, el principio de medida a aplicar es el siguiente:

$$dP = \frac{R}{r} * \frac{F}{S} seno(\alpha)$$

De forma simplificada, el funcionamiento es como sigue. En la parte superior, el toro está cerrado interiormente por medio de un diafragma con superficie *S*. En la par-

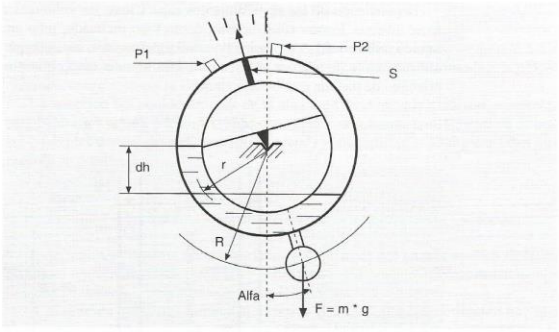


Figura 2.6

te inferior existe un contrapeso cuya fuerza $F=m * g$ tiende a mantener el conjunto en posición cero cuando no se aplica ninguna presión.

Aplicando las dos presiones P_1 y P_2 se producirá un desplazamiento hasta alcanzar el desequilibrio dh proporcional a la diferencia de presión. Al mismo tiempo la fuerza resultante sobre el diafragma S ocasiona un ángulo de rotación α que se equilibra con el contrapeso cuya fuerza es F. Modificando la posición del contrapeso sobre su eje (radio R), se modifica la sensibilidad en la medida de la presión diferencial. Cuanto mayor sea el radio R, mayor será la presión diferencial necesaria para conseguir el mismo ángulo de rotación a.

Bomba de comprobación con pesas muertas

La Figura 2.7 muestra una bomba de pesas muertas que, aunque no es realmente un medidor, se utiliza para comprobar la calibración de los medidores de presión. Se incluye en este apartado por utilizar la ley antes mencionada.

$$P = F_N / S$$

Para comprobar un instrumento se realiza la comparación con un sistema de pesas que está constituido por un pistón de sección conocida (S en cm^2), sobre el que se cargan pesas también con valor conocido. Para llevar a cabo la calibración basta con girar el volante de la bomba hasta que el pistón quede libre, es decir, flotando sobre el aceite. En este momento, como se conoce la fuerza (peso en Kg), y la sección del pistón, sabremos la presión que debe indicar el instrumento a comprobar.

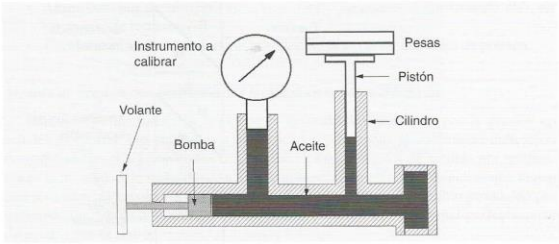


Figura 2.7

2.4.2. Instrumentos de medida indirecta de la presión

Los instrumentos para la medida indirecta de la presión utilizan el efecto que produce la presión sobre cuerpos con ciertas figuras, o sobre algunas materias, tal como veremos más adelante. De la misma manera que en el caso de medidas directas de presión, aquí solo vamos a contemplar algunos casos de los más utilizados, aunque existen otras variantes que no se van a tener en cuenta. Hay que recordar que se trata de ver los principios básicos de funcionamiento.

Medida de presión con elementos resilientes

La resiliencia es una propiedad de los materiales que permite la deformación elástica volviendo a su posición original, siempre que no se sobrepasen los límites que llevan a la deformación permanente o rotura del material.

Los instrumentos que miden la presión aprovechando este efecto constituyen el grupo más importante. No necesitan energía auxiliar para llevar a cabo la medida y tienen un funcionamiento basado en un principio de medida muy simple, cuyo diagrama de flujo aparece en la Figura 2.8 y se detalla en el resumen al final de este apartado.

El primer indicador de presión basado en la resiliencia fue el *manómetro con tubo Bourdon*, patentado por el ingeniero francés Eugene Bourdon a mediados del siglo XIX. Posteriormente aparecieron los manómetros tipo diafragma o los de cápsula, aunque aquí solo vamos a ver el que está basado en la deformación del tubo Bourdon.

Para ver el principio de funcionamiento haremos uso del clásico «matasuegras» de las fiestas. Se trata de un papel en forma de tubo aplastado, enrollado sobre sí mismo y cerrado por uno de sus extremos. Si este papel recibe una presión interior, aprovechando el extremo abierto, el tubo tiende a recuperar su sección circular y, como consecuencia, se produce el estiramiento del tubo. Este mismo efecto se produce si se utiliza un elemento para medir la presión construido con un material resiliente o elástico. La presión cambia la figura del elemento de medida de forma proporcional a la pre-

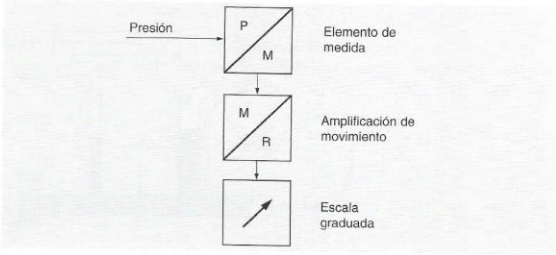


Figura 2.8

sión. A diferencia del «matasuegras», el metal solo se puede deformar dentro de un rango limitado, para evitar la deformación permanente.

La Figura 2.9 muestra un elemento de medida con tubo Bourdon. Aunque ya se dijo antes que el nombre de manómetro se aplica a todo elemento que mide la presión directamente, como la columna de mercurio, en la práctica se suele utilizar el nombre de manómetro al que realiza la medida con un tubo Bourdon, el cual utiliza un sistema de amplificación del movimiento relativamente pequeño del extremo del tubo, para convertirlo en movimiento rotacional que hace mover la aguja indicadora sobre una escala graduada en unidades de presión.

Como resumen, el sistema de medida de presión aplicando el principio de resiliencia se compone de tres bloques de funcionamiento, como muestra la Figura 2.8 y se aprecian en la Figura 2.9. Estos bloques son:

- **Elemento de medida**. Convierte la presión *(P)*, en un movimiento *(M)*.

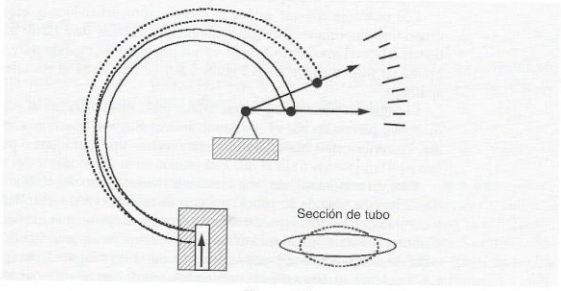


Figura 2.9

- **Amplificación de movimiento.** Amplifica y convierte el movimiento *(M)*, en un ángulo de rotación *(R)*.
- **Escala graduada.** Convierte la posición de la aguja en unidades de presión.

Medida de presión con instrumentos basados en señales eléctricas

Este tipo de instrumentos convierte la deformación producida por la presión en señales eléctricas. Las señales son amplificadas y enviadas al sistema de indicación correspondiente. Una desventaja con respecto a los elementos de medida por resiliencia es la necesidad de incluir una fuente de alimentación eléctrica, mientras que tienen como ventaja las excelentes características dinámicas. El menor cambio producido por deformación debida a la presión, es suficiente para obtener una señal perfectamente detectable por el sensor.

Existen diversos sistemas basados en señales eléctricas, entre los que se pueden citar:

- **Cambio en la resistencia eléctrica de un conductor**. Efecto piezoresistivo, galgas extensiométricas (*Strain gage*), hilo suspendido, etc.
- **Cambio en la inductancia de una bobina**. Transformador diferencial.
- **Cambio en la capacidad de un condensador**.
- **Cambio en la carga eléctrica de un material**. Efecto piezoeléctrico

A modo de ejemplo vamos a ver el comportamiento de una célula de medida de presión diferencial basada en la variación de capacidad de un condensador, como aparece en la Figura 2.10.

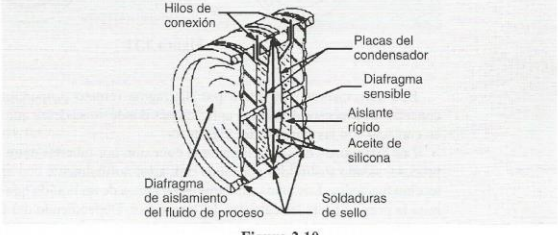


Figura 2.10

La presión de proceso se transmite a uno de los lados del diafragma mientras que la presión atmosférica o la presión de referencia se transmite al otro lado del diafragma. Durante la operación, el diafragma de aislamiento del fluido de proceso detecta y transmite la presión del proceso al aceite de silicona, el cual a su vez la transmite al diafragma sensible que se encuentra en el centro de la célula de medida. En respuesta a la presión diferencial que actúa sobre el diafragma, éste sufre un desplazamiento

proporcional a la diferencia de presión. Las placas del condensador situadas a ambos lados detectan la posición del diafragma, dando como resultado una diferencia de capacidad ente ambas placas. Por último, el sistema de transmisión electrónica convierte la diferencia de capacidad entre el diafragma y las placas del condensador, en una señal de 4 a 20 mA.

2.5. Sellos separadores

No siempre es posible medir la presión de forma directa. A veces los transmisores no pueden estar en contacto con el fluido de proceso por diversas causas. Para solucionar estos inconvenientes se utilizan sellos o diafragmas separadores. La Figura 2.11 muestra esquemáticamente un transmisor con diafragma de sello.

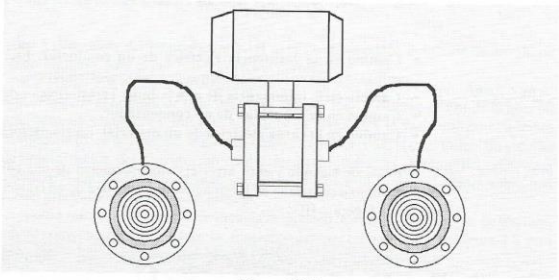


Figura 2.11

Los transmisores con sellos por diafragma remoto proporcionan un medio de conectar los procesos difíciles y aplicaciones donde no se desea que el fluido se ponga en contacto con las cámaras del transmisor.

Los diafragmas de sello eliminan la conexión por tuberías entre el transmisor y el proceso, siendo sustituidas por tubos capilares, normalmente con armadura para protección mecánica. Los tubos capilares están llenos de un líquido que hace que se transmita la presión hasta las cámaras del transmisor. Dependiendo del fabricante se utilizan diferentes tipos de líquido de sello, entre los que es muy normal la silicona.

Los diafragmas de sello se utilizan:

- Cuando el fluido de proceso es muy denso o viscoso, por ejemplo, *slurry* de FCC, o tiene sólidos en suspensión que pueden obstruir las tuberías.
- Cuando el fluido de proceso puede congelarse o solidificarse debido a la temperatura ambiente o cambios en la temperatura del proceso.
- Cuando el fluido de proceso es corrosivo.
- En procesos con alta temperatura.

Bibliografía

Manual de instrumentación aplicada
Douglas M. Considine & S. D. Ross
Compañía Editorial Continental S.A. (CECSA)

Instrumentación industrial
Antonio Creus Solé
Marcombo Boixareu Editores

Manual de instrumentación y control de procesos
Varios autores
Editorial Alción S.A.

Handbook of pressure measurement
Hermann Julien
Alexander Wiegand GmbH & Co

3

Medidas de nivel

3.1. Nociones básicas

3.1.1. Autorregulación

La autorregulación es una reacción inherente a un proceso que ayuda al establecimiento del equilibrio o estado estacionario del mismo. Se dice que un proceso es autoregulado cuando, partiendo de una situación de equilibrio, alcanza un nuevo estado de equilibrio después de cualquier variación de carga, entendiendo por carga la cantidad de materia y energía necesarios para mantener el equilibrio. El intercambiador de la Figura 3.1 (A) es autorregulado. Manteniendo constante la entrada de vapor, si se modifica la apertura de la válvula de entrada de agua fría (carga), la temperatura del agua caliente se estabilizará en un nuevo valor. Por el contrario, el proceso de nivel de la Figura 3.1 (B) no es autorregulado. Manteniendo constante la salida por medio de la bomba, una variación en la apertura de la válvula de entrada (carga), perturba el nivel de forma importante, llegando a desbordarse o bien quedar vacío el recipiente. El cambio en la medida de nivel se realizará en forma de rampa ascendente o descendente a una velocidad que depende de la perturbación creada por la válvula de entrada.

Otro ejemplo clásico de sistema autorregulado es el mismo depósito de la Figura 3.1 (B) en el que se sustituye la bomba por una válvula. En este caso la salida dependerá de la altura hidrostática de líquido hasta igualar la resistencia que opone el circuito de salida, comportándose igual que el intercambiador de la Figura 3.1 (A). Al producirse un salto en escalón en la carga, la salida se comporta como una función de primer orden.

3.1.2. Capacidad y capacitancia

Capacidad. Es la medida de la máxima cantidad de materia o energía que puede ser almacenada y se mide en unidades de cantidad. Por ejemplo, la capacidad volumétrica de un tanque abierto, es el volumen máximo que puede contener sin desbordarse.

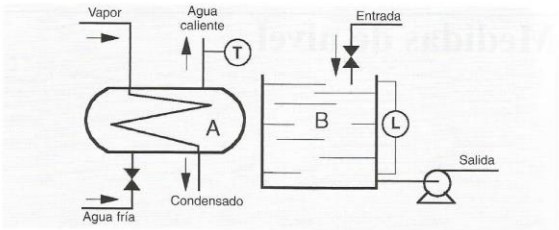


Figura 3.1

Capacitancia. Es el cambio necesario de materia o de energía para realizar un cambio unitario en una variable de referencia. Se mide en unidades de cantidad con respecto a la variable de referencia. Por ejemplo, la capacitancia de volumen en un tanque abierto con respecto a la altura hidrostática, es el cambio en volumen de líquido almacenado por unidad de cambio de altura, lo cual es equivalente al área de la superficie de líquido.

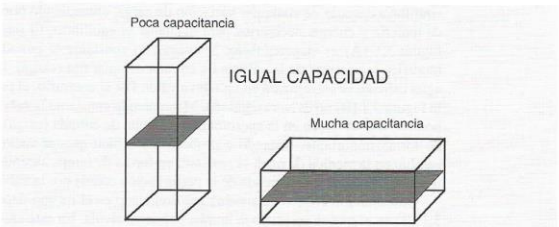


Figura 3.2

La Figura 3.2 muestra los dos conceptos referenciados, capacidad y capacitancia. La capacitancia tiene gran influencia en la sensibilidad de la medida de nivel al tener que mover mayor o menor cantidad de líquido para un mismo cambio de altura. Como se ha mencionado,

$$Capacitancia = \frac{Volumen}{Altura} = Superficie\ de\ líquido$$

Cuanto mayor es la capacitancia, menor altura de nivel ha de moverse para desplazar un mismo volumen. Como consecuencia, cuanto menor sea la capacitancia más ruido tendrá la medida de nivel.

3.1.3. Proceso integrador

En el sistema mostrado en la Figura 3.1 (B), la salida de líquido es constante al depender de la bomba, mientras que el caudal de entrada se puede manipular. La velocidad de cambio de volumen *(v)*, contenido en el recipiente, es igual a la diferencia entre los caudales de entrada *(Fe)* y salida *(Fs)*.

$$\frac{dv}{dt} = Fe - Fs$$

Integrando para obtener el volumen tenemos,

$$v = \int (Fe - Fs)\, dt$$

Si el tanque es vertical con área interior uniforme y V es su capacidad total, la altura de líquido correspondiente al nivel será

$$h = v/V$$

De las dos expresiones anteriores podemos obtener la altura de nivel como:

$$h = \frac{1}{V} \int (Fe - Fs)\, dt$$

Asumiendo que las válvulas de entrada y salida, a plena apertura, dejan pasar el mismo caudal *(F)*, se puede sustituir la ecuación anterior por otra en la que las fracciones de los caudales de entrada y salida sean *fe* y *fs* respectivamente, por lo que la ecuación adimensional será:

$$Fe - Fs = F\,(fe - fs)$$

Por tanto,

$$h = \frac{F}{V} \int (fe - fs)\, dt = \frac{1}{T} \int (fe - fs)\, dt$$

Esto es lo que se denomina *proceso de integración*, cuya respuesta puede verse en la Figura 3.3, en la que *V/F* es equivalente al tiempo *T* cuando se utiliza control integral. En esta figura, el valor Δh será igual, en porcentaje, al incremento de caudal al tratarse de control integral.

El nivel en el tanque se debe controlar manualmente ajustando la posición de la válvula de entrada. Si la apertura de válvula es ligeramente superior o inferior al equi-

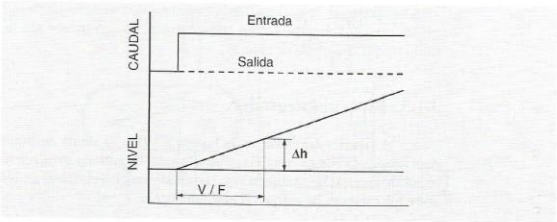


Figura 3.3

librio con la salida, el tanque se quedará vacío o se desbordará. Esta característica es la denominada *falta de autorregulación* y significa que el proceso de integración no se puede equilibrar por sí mismo, o lo que es igual, carece de estado estacionario. *Los procesos no autorregulados no pueden ser desatendidos durante largos períodos de tiempo si no se dispone de control automático.* Por el contrario, los procesos autoregulados, como el caso del intercambiador de calor o el depósito sin bomba, son fácilmente controlables.

3.2. Medidas de nivel

3.2.1. Medidores locales de nivel con cristales de reflexión

Se utilizan normalmente en recipientes cerrados en los que la presión es muy superior o muy inferior a la atmosférica. La presión máxima de trabajo suele estar en torno a 400 kg/cm^2 y la temperatura máxima alrededor de 300 °C.

Los cristales de reflexión son prismas de vidrio templado, de sección rectangular provistos de estrías longitudinales. Las estrías tienen sección rectangular y su objeto es el de hacer visible el nivel, incluso cuando el fluido de proceso sea incoloro o transparente. Los cristales del nivel están aprisionados, mediante tornillos, en una caja de acero, de manera que se forma un elemento como el que aparece en la parte izquierda de la Figura 3.4. Como la longitud de este elemento es limitada para cumplir las condiciones de presión y temperatura máximas, si el recipiente donde se quiere visualizar el nivel es demasiado alto se montan varios elementos como el descrito, formando un conjunto hasta alcanzar la longitud necesaria. Este conjunto de elementos, o simplemente un elemento, con sus correspondientes accesorios, tales como válvulas, bridas de conexión, etc., es lo que se denomina habitualmente *nivel óptico de vidrio.*

Los cristales tienen la propiedad, debido a su forma estriada y las leyes de reflexión y refracción, que cuando la luz ambiente incide sobre las estrías ésta se refleja hacia el observador en la zona en la que los cristales están en contacto con el vapor, mientras que es absorbida en la zona en la que los cristales están en contacto con el líquido; de esta forma, la parte del nivel correspondiente al líquido se presenta al

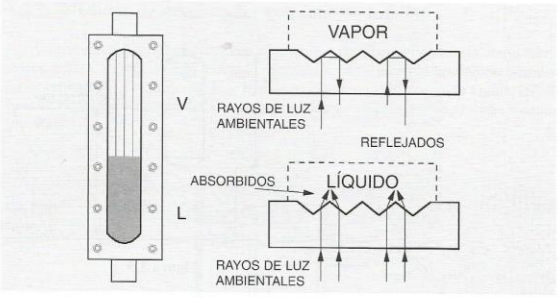


Figura 3.4

observador con una tonalidad más oscura que la correspondiente al vapor. La parte derecha de la Figura 3.4 muestra una vista seccionada transversalmente de los cristales de reflexión.

3.2.2. Medidas de nivel utilizando desplazador

Antes de describir un ejemplo de este tipo de nivel es conveniente recordar los principios de la flotación, necesarios en el diseño y aplicación de estos elementos. El principio de Arquímedes establece que un cuerpo sumergido en un líquido es empujado hacia arriba con una fuerza igual al peso del volumen de líquido desplazado. La fuerza resultante que ejerce el fluido sobre el cuerpo se denomina *flotabilidad o fuerza de flotación*. El cuerpo sumergido se conoce con el nombre de *desplazador*. El peso del desplazador siempre es superior al empuje recibido para que exista una parte sumergida.

Si consideramos la Figura 3.5 y se mide la diferencia en peso de un elemento parcialmente sumergido a diferentes grados de profundidad, se puede determinar el nivel de líquido en el que se encuentra sumergido el desplazador. La siguiente ecuación es útil para determinar la fuerza ejercida por el desplazador.

$$F = P - V * \rho * \frac{L_m - L_z}{H}$$

donde: F = Fuerza total ejercida
P = Peso del desplazador
V = Volumen del desplazador
ρ = Densidad del líquido
L_m = Altura de nivel a medir
L_z = Altura de nivel respecto al fondo
H = Longitud del desplazador

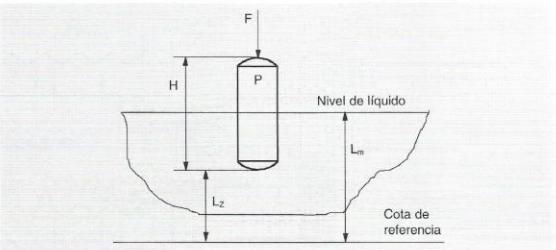


Figura 3.5

Conociendo la fuerza F se puede calcular L_m puesto que L_z es constante.

Si se trata de medir el nivel interfase entre dos líquidos inmiscibles, por ejemplo, hidrocarburo y agua, la densidad a utilizar en la ecuación anterior será la diferencia entre la correspondiente a ambos líquidos. En otras palabras, la fuerza mínima (0 % de nivel), se consigue con el desplazador sumergido en el líquido menos denso, y la fuerza máxima (100 % de nivel), con el desplazador sumergido en el líquido más denso.

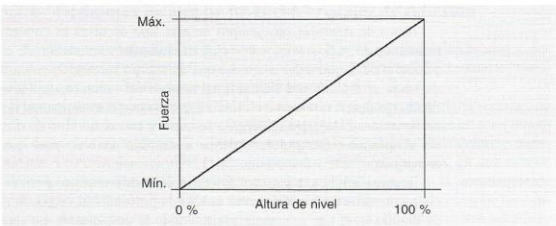


Figura 3.6

Habitualmente el desplazador es cilíndrico, por tanto *«F»* varía de forma lineal respecto a la altura de nivel, y su valor está en función de la altura de líquido con respecto al plano de referencia, tal como muestra la Figura 3.6. El valor de *«F»* se mide con procedimientos adecuados dependiendo del fabricante. Uno de estos procedimientos se verá en el apartado siguiente.

3.2.3. Medidor de desplazador con tubo de torsión

Aunque existen desplazadores con diversas formas geométricas, tales como cilíndricos, esféricos, etc., en este apartado se muestra como ejemplo un tipo de medidor cuyo desplazador es cilíndrico. Este tipo de medidor, que aparece en la Figura 3.7, se basa en el principio de Arquímedes y tiene el funcionamiento que se describe a continuación.

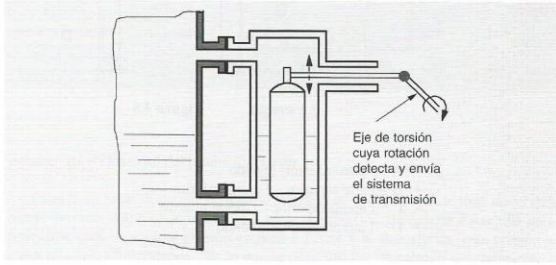


Figura 3.7

El desplazador está suspendido de un brazo conectado al sistema de torsión y su peso es superior al máximo empuje ascendente que puede recibir del líquido en el que se encuentra sumergido. El brazo de torsión está diseñado para rotar una cantidad específica por cada cambio en el empuje, siendo insensible a los cambios de presión en el recipiente. El grado de rotación es una función lineal del grado de flotabilidad, como muestra la Figura 3.6.

El otro extremo del brazo de torsión se encuentra unido al sistema de transmisión de señal o control, el cual puede ser neumático o electrónico. En algunos tipos de instrumentos el sistema neumático puede realizar control directamente o bien ser utilizado como transmisor, para lo cual sólo hay que colocar la banda proporcional en valor 100 %. Teniendo en cuenta que el nivel se mide en valor porcentual, al colocar la banda proporcional (BP) en 100 %, o lo que es igual, ganancia 1, la salida es igual a la entrada.

$$Salida = Entrada * \frac{100}{BP}$$

Por último queda decir que este tipo de medidor se construye con diferentes acoplamientos al proceso, para facilitar el montaje sobre los recipientes.

La Figura 3.8 muestra cuatro tipos diferentes de acoplamiento, conocidos como:

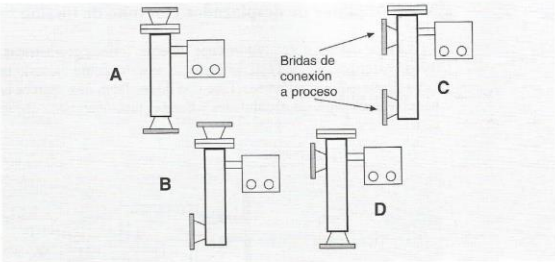


Figura 3.8

- A : Parte superior – Fondo
- B : Parte superior – Lateral inferior
- C : Lateral superior – Lateral inferior
- D : Lateral superior – Fondo

3.2.4. Medidas de nivel por presión diferencial

Este sistema se basa en el principio de medir la *carga o presión hidrostática*. La carga se define como el peso de líquido que existe por encima de un plano de referencia. Es independiente del volumen de líquido implicado o de la forma del recipiente. El sistema no mide el nivel de líquido sino la presión ejercida y, como *la presión es proporcional a la altura de columna de líquido*, el medidor «infiere» la posición actual del nivel. Por tanto la altura de nivel obtenida por este método es una medida inferencial, para la que se utiliza la expresión siguiente:

$$H = \frac{P}{\rho}$$

siendo: H = Altura de líquido sobre el plano de referencia
P = Presión debida a la carga de líquido
ρ = Densidad del líquido

La Figura 3.9 muestra un tanque abierto, es decir, a presión atmosférica, con una instalación típica para la medida de nivel.

El transmisor tiene conectada la rama positiva en el lado de alta presión *(AP)* y la rama negativa en el lado de baja presión *(BP)*. La presión diferencial que mide el transmisor será:

$$dP = AP - BP$$
$$dP = (H * \rho\rho + P_{atm}) - P_{atm}$$
$$dP = H * \rho\rho$$

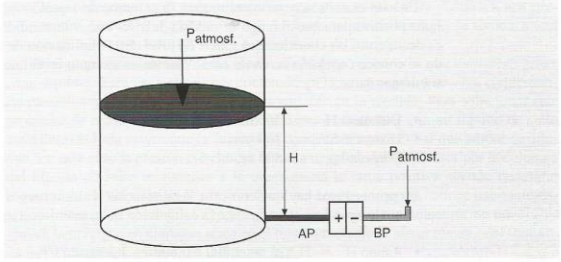


Figura 3.9

siendo: ρ_P = Densidad del producto a medir.

Cuando en lugar de un tanque abierto, como el de la Figura 3.9, se trata de un recipiente cerrado, como el de la Figura 3.10, y la superficie de líquido contenido en el recipiente está sometida a presión estática superior a la atmosférica, esta presión se suma a la carga hidrostática, por lo que se debe utilizar un método que compense el valor de esa presión, como se menciona en el apartado siguiente.

Por otro lado, en ocasiones no es posible montar el transmisor con la rama positiva a la misma altura que la toma de alta presión, siendo necesario montar el transmisor en posición más baja que la toma de alta presión para llevar a cabo labores de mantenimiento. El tipo de montaje que se utiliza para esta situación es el que aparece en la Figura 3.10, el cual compensa además la presión estática al tener conectada la rama negativa a la zona de gas del recipiente.

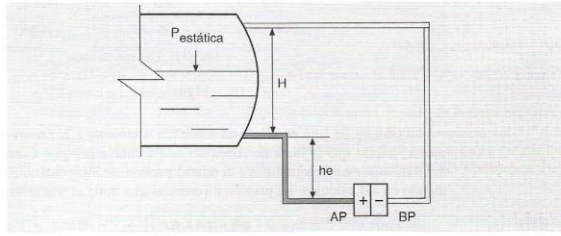


Figura 3.10

En este caso es necesario «eliminar» la columna de líquido *«he»* situada sobre la rama positiva para que el rango de medida de nivel esté comprendido en el rango *«H»*, es decir, entre las conexiones o tomas de nivel. Esta eliminación de columna de líquido se conoce como *elevación de cero*. Veamos un ejemplo en el que se dispone de los siguientes datos:

- Distancia H = 1.500 mm
- Distancia he = 1.200 mm
- Densidad ρ = 800 kg/m^3

En primer lugar hay que convertir las distancias reales a rangos en milímetros de columna de agua para llevar a cabo la calibración del transmisor. Por tanto:

- Rango H' = H * ρ = 1.500 * 0,800 = 1.200 mm CA
- Rango he' = he * ρ = 1.200 * 0,800 = 960 mm CA

Esto significa que la presión ejercida en la cámara positiva por la distancia *«H»*, en la cual queremos medir el nivel con un rango entre 0 y 100 %, será de 1.200 mm CA. A esta presión hay que sumarle 960 mm CA que corresponden a la distancia *«he»* entre el punto bajo de conexión y el punto donde se encuentra situada la cámara de alta presión del transmisor. La Figura 3.11 muestra gráficamente la calibración de este transmisor.

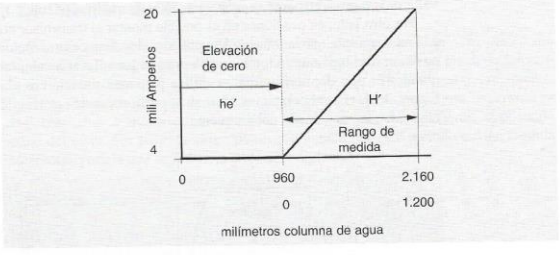


Figura 3.11

La cámara de baja presión está sometida solamente a la presión estática del recipiente, puesto que la línea de conexión está formada por gas. Como ambas cámaras del transmisor están sometidas a la misma presión estática, ésta se elimina, no interviniendo en los cálculos. La presión diferencial que mide el transmisor en este caso es:

$$dP = AP - BP$$
$$dP_4 = he * \rho E$$
$$dP_{20} = H * \rho p + he * \rho E$$

Como consecuencia de todo lo anterior, sometiendo la cámara positiva a una presión de 960 mm CA (he'), el transmisor dará una salida de 4 mA. Si se somete a una presión de 2.160 mm CA (H' + he'), la salida será de 20 mA.

En algunas ocasiones se desea medir el nivel en *recipientes que contienen gases condensables*. Esto hace que el gas contenido en la rama negativa se vaya condensando paulatinamente, ocasionando un error variable en la medida. Para solucionar este problema se recurre a llenar la rama negativa del transmisor con un líquido de sello cuya densidad sea mayor que la del líquido condensable para evitar que ambos se diluyan. En este caso la presión ejercida en la rama negativa del transmisor por la columna del líquido de sello es superior a la que soporta la rama positiva, siendo necesario recurrir a la eliminación de la presión de esta columna, lo que se conoce habitualmente como *supresión de rango.* La Figura 3.12 muestra un ejemplo, aunque no muy habitual en la práctica, en el que se unen en el mismo montaje la *elevación de cero* (columna *he*) y *la supresión de rango* (columna *hs*).

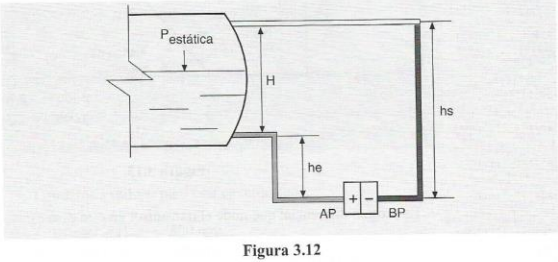


Figura 3.12

Veamos un ejemplo en el que se dispone de los siguientes datos basados en la Figura 3.12:

- Distancia H = 1.500 mm
- Distancia he = 1.200 mm
- Densidad ρ_P = 800 kg/m^3 (Densidad del producto en el interior del recipiente)
- Distancia hs = 2.700 mm (H + he)
- Densidad ρ_S = 1.000 kg/m^3 (Densidad del líquido de sello de la rama negativa)

La primera operación a realizar es la de convertir las distancias reales a rangos en milímetros de columna de agua para llevar a cabo la calibración del transmisor. Por tanto:

- Rango H' = H * ρ_P = 1.500 * 0,800 = 1.200 mm CA
- Rango he' = he * ρ_P = 1.200 * 0,800 = 960 mm CA
- Rango hs' = hs * ρ_S = 2.700 * 1,000 = 2.700 mm CA

Esto significa que la presión ejercida en la cámara positiva por la distancia *«H»*, en la cual queremos medir el nivel con un rango entre 0 y 100 %, será de 1.200 mm CA. A esta presión hay que sumarle 960 mm CA que corresponden a la distancia *«he»* entre el punto bajo de conexión y el punto donde se encuentra situada la cámara de alta presión del transmisor. Por otro lado, sobre la rama negativa se está ejerciendo la presión correspondiente a la columna *«hs»* de la rama negativa. La Figura 3.13 muestra gráficamente la calibración de este transmisor.

Como en el caso anterior, aquí tampoco se ha tenido en cuenta la presión estática por quedar compensada entre ambas ramas del transmisor.

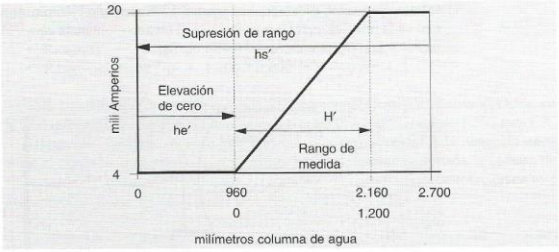


Figura 3.13

La presión diferencial que mide el transmisor en este caso es:

$$dP = AP - BP$$
$$dP_4 = he * \rho E - hs * \rho_S$$
$$dP_{20} = H * \rho p + (he * \rho_E - hs * \rho_S)$$

Como consecuencia de todo lo anterior, sometiendo la cámara de alta a una presión negativa de 1.740 mm CA *(he' – hs')*, el transmisor dará una salida de 4 mA. Si se somete a una presión negativa de 540 mm CA *(H' + he' – hs')*, la salida será de 20 mA. Otra forma más simple de conseguir la misma calibración es la de someter la cámara negativa a una presión de 2.700 mm CA *(hs')*, y después ajustar la cámara positiva exactamente igual al ejemplo anterior que muestra la Figura 3.11.

El cálculo realizado en el ejemplo anterior puede ser considerado con carácter general para todos los casos, aplicando en cada uno de ellos los datos necesarios. Hay que tener en cuenta que la densidad ρ_P (rango de medida) y la ρ_E (elevación de cero) son la misma cuando se trata de medir el nivel de un solo producto, es decir, no existe interfase entre dos productos.

Veamos por último un *sistema de medida de nivel interfase entre dos líquidos* como pueden ser gas licuado de petróleo (LPG) y agua de proceso, con un montaje

como el de la Figura 3.14, el cual representa la «bota» de un acumulador. En este caso nos interesa conocer el nivel de agua decantada en el recipiente, es decir, el nivel de líquido más denso. Hay que hacer notar que aunque el transmisor pueda ser situado por debajo de la toma inferior, la rama positiva se llena del líquido más denso, por desplazamiento del más ligero. Por otro lado, la rama negativa ha de ser llenada con el líquido más denso para efectuar el sellado de la misma. Al autoeliminarse los tramos equivalentes de ambas ramas, el cálculo queda siempre como si el montaje fuera el de la Figura 3.14.

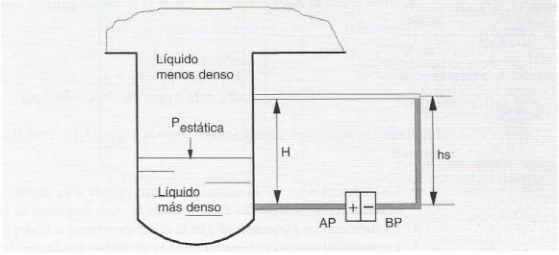


Figura 3.14

Los datos a utilizar para este ejemplo son:

- Distancia H = 800 mm
- Distancia hs = 800 mm
- Densidad ρ_P = 560 kg/m^3 (Densidad del LPG)
- Densidad ρ_S = 1.100 kg/m^3 (Densidad del agua de proceso)

Al convertir las distancias reales a rangos en milímetros de columna de agua tendremos:

- Rango H' = H * ρ_P = 800 * 0,560 = 448 mm CA (con LPG)
- Rango H' = H * ρ_S = 800 * 1,100 = 880 mm CA (con agua de proceso)
- Rango hs' = hs * ρ_S = 800 * 1,100 = 880 mm CA (sello de agua de proceso)

Partiendo de la base que la rama negativa se ha llenado con agua de proceso para efectuar el sellado de la misma, la presión que está ejerciendo sobre la cámara de baja presión es de 880 mm CA. Si no existe agua de proceso en el rango de medida de nivel, la distancia *«H»* estará llena de LPG, ejerciendo una presión de 448 mm CA. En estas condiciones existe un desequilibrio de presión entre las cámaras de medida de 432 mm CA, más alta en la cámara de baja presión. Este desequilibrio se debe compensar con el sistema de *supresión de rango,* de forma que el

transmisor dé una salida de 4 mA, equivalente a 0 % de nivel de agua (líquido más denso).

Al ir apareciendo agua en el rango de medida de nivel por decantación, se irá desplazando el LPG hasta que la distancia *«H»* esté totalmente ocupada por el agua de proceso. En este momento la presión ejercida sobre la cámara de alta es de 880 mm CA, no existiendo por tanto desequilibrio entre ambas cámaras de medida. Con el sistema de *ajuste o calibración del rango de medida* se debe conseguir que el transmisor dé una salida de 20 mA, equivalente a un nivel 100 % de agua (líquido más denso).

Veamos ahora lo que ocurre si se utiliza la ecuación general considerada anteriormente:

$$dP = AP - BP$$
$$dP_4 = h_L * \rho_L - hs * \rho_S$$
$$dP_{20} = H * \rho p + (h_L * \rho_L - hs * \rho_S)$$

haciendo las siguientes suposiciones, sobre la Figura 3.14, para llevar a cabo la calibración:

- La distancia «h_L» de la ecuación es equivalente a la distancia «H» cuando no existe agua de proceso, es decir, cuando la rama está llena de líquido más ligero.
- La densidad de elevación (ρ_L) es la correspondiente a la del líquido más ligero.
- La densidad ρ_P es la diferencia entre la de ambos productos. Igual que ocurre en los niveles por desplazador.

La Figura 3.15 muestra gráficamente que en el sistema de medida de nivel interfase, la supresión de rango es igual al rango de medida.

$dP_4 = 800 * 0{,}560 - 800 * 1{,}100 = -432$ mm CA (Supresión)

$dP_{20} = 800 * (1{,}100 - 0{,}560) + dP_4 = 432 - 432 = 0$ mm CA

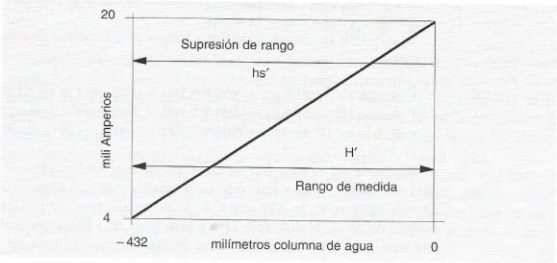


Figura 3.15

3.2.5. Nivel de borboteo

Una aplicación típica de la medida de nivel por diferencia de presión es el nivel de borboteo, como el que muestra la Figura 3.16.

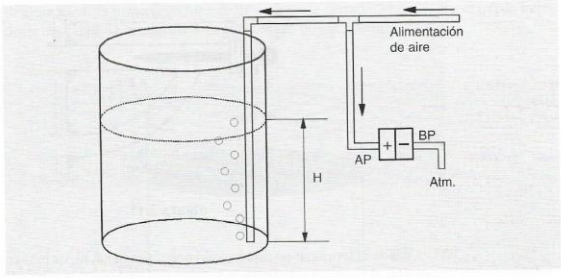


Figura 3.16

En depósitos abiertos conteniendo líquidos fangosos, que podrían obstruir las tomas de presión, la medida de nivel se puede realizar por medio de este método. Se hace borbotear aire a través del líquido mediante una sonda, y la presión que se opone al borboteo es proporcional a la altura de líquido *«H»*.

Como ya se ha dicho anteriormente, si la densidad del líquido es constante, la presión capaz de vencer la columna de líquido en el depósito es:

$$P = \rho * H$$

por tanto, sometiendo el sistema a una presión constante, al ser también constante la densidad, la altura de líquido será:

$$H = P / \rho$$

Para que la medida de nivel por este método sea correcta, es necesario que exista un flujo continuo de aire a través del líquido. Esto indica que se ha vencido la columna ***«H»*** que aparece en la Figura 3.16. Si no existe borboteo, la medida de nivel será incorrecta.

Queda decir, por último, que la cámara de baja presión se encuentra abierta a la atmósfera, por lo que el transmisor estará midiendo la presión diferencial con respecto a la atmosférica.

3.2.6. Medidas de nivel por diferencia de temperatura

El sistema de medida de nivel que se muestra en la Figura 3.17 se utiliza en productos sucios, parafinosos o pesados, tales como fondos de columnas de destilación a

vacío, fraccionadoras en unidades de FCC Coquer, etc., donde es problemática la medida de nivel con sistemas de desplazador, presión diferencial o cualquier otro sistema. En ocasiones se utiliza como sustitución del nivel óptico.

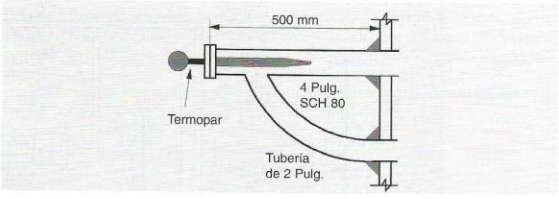


Figura 3.17

Cuando el termopar no está bañado por el producto, al ser más corto que el tubo de conexión al recipiente, indicará la temperatura ambiente de ese tramo de tubo, lógicamente más baja que la del producto. Al ascender el nivel en el recipiente, el gran tamaño del tubo curvado permite al producto fluir hacia arriba hasta alcanzar el tramo horizontal donde está situado el termopar. La indicación de temperatura corresponderá en este momento a la del producto.

En la Figura 3.18 aparece un montaje típico formado por tres termopares situados uno encima de otro en la zona de fondo de una columna de destilación de producto pesado. Como puede deducirse, este sistema nos indica solamente que el nivel de líquido está situado entre dos puntos fijos y conocidos.

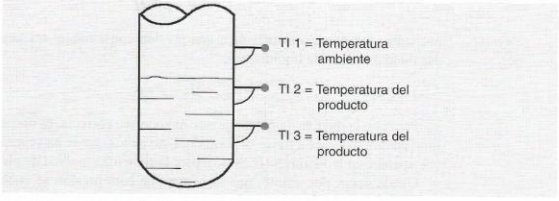


Figura 3.18

3.2.7. Medidores hidrostáticos de nivel en tanques (HTG)

El método HTG (*Hidrostatic Tank Gauging*), es un sistema para conocer el inventario en un tanque basado en la medida de presión de la columna de líquido contenido

en el mismo, es decir, la *presión hidrostática* y la temperatura del líquido. Por medio de cálculos se obtienen los valores de densidad, nivel, masa y volumen de líquido. El HTG hace uso de las medidas de temperatura y presión localizadas en diversos puntos del tanque, tal como aparece en la Figura 3.19. Se utiliza fundamentalmente en tanques abiertos, o lo que es igual, a presión atmosférica, porque aunque en teoría se puede compensar la presión estática de un recipiente cerrado, el error que se puede introducir hace dudosa la exactitud en el resultado de los cálculos.

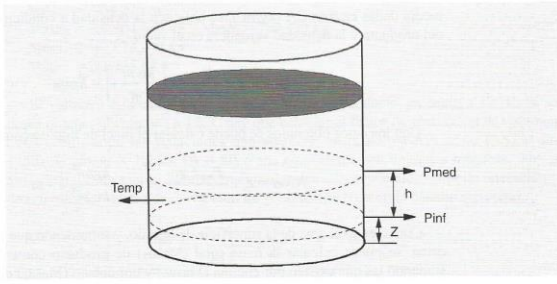


Figura 3.19

Aunque este sistema utiliza una gran cantidad de parámetros y cálculos, en este apartado sólo vamos a ver los conceptos y ecuaciones básicas para calcular los siguientes valores:

- Masa = Pinf * Área
- Densidad = (Pinf – Pmed) / h
- Volumen = Masa / Densidad
- Nivel = Z + Pinf / (g * Densidad)

Cálculo de las variables de proceso

La gravedad del lugar donde se encuentra instalado el tanque se calcula a partir de la altitud (A) y latitud (L) correspondiente de acuerdo a la fórmula dada por la Organización Internacional para Metrología Legal (OIML), Boletín 94, marzo 1984.

$$g = 9{,}7803185 * (1 + 0{,}005278895\ sen^2 L + 0{,}00023462\ sen^4 L) - 0{,}000003086\ A\ [m/seg^2]$$

Una vez conocido «g», el factor «gc» se obtiene en función de la gravedad estándar como:

$$gc = 9{,}80665/g$$

La densidad del aire (ρa), a temperatura ambiente (Tamb), y elevación local (A), es:

$$\rho_a = \frac{353 * e^{(-A/8434.41)}}{Tamb + 273{,}15} \; [kg/m^3]$$

Con el valor «gc» calculado anteriormente y las medidas de presión inferior y media dadas en mm CA (kg/m^2), se obtienen la densidad a condiciones de operación del producto y la densidad verdadera en el vacío.

$$\rho_F = \frac{P_{inf} - P_{med}}{gc * h} \quad \left[\frac{kg/m^2}{m}\right] = Kg/m^3$$

Con los datos obtenidos se puede calcular el nivel de líquido como:

$$Nivel = Z + \frac{P_{inf} * gc}{\rho_V} \quad \left[m + \frac{kg/m^2}{kg/m^3}\right] = m$$

Conociendo el área de la superficie de líquido, y suponiendo que el tanque es cilíndrico, se puede calcular la masa total ($Masa_T$) de producto contenido en el tanque sumando las que existen por encima ($Masa_H$) y por debajo ($Masa_Z$) de la toma inferior de presión.

$$Masa_H = Área * P_{inf} * gc \quad [kg]$$
$$Masa_Z = Vol_Z * \rho_V \quad [kg]$$
$$Masa_T = Masa_H + Masa_Z \quad [kg]$$

Por último, el volumen de líquido a condiciones de operación se calcula como:

$$Vol_F = Masa_T/\rho_V \quad [m^3]$$

Veamos un ejemplo simple para cálculo de variables de proceso en un tanque a presión atmosférica como el de la Figura 3.19, cuyas características son las siguientes:

- Latitud = 38° 40' L = 38,666 °
- Altitud = 700 m sobre el nivel del mar
- Diámetro = 48 m
- Altura = 15 m
- Dist. Z = 0,5 m
- Dist. H = 2,0 m
- T amb. = 20 °C
- T prod. = 18 °C
- P inf = 9.500 kg/m^2 (mm CA)
- P med = 7.800 kg/m^2 (mm CA)

Datos calculados

$G = 9{,}7986\ m/seg^2$
$Gc = 9{,}80665 / G = 1{,}00081$
$\rho a = 1{,}108\ kg/m^3$
$\rho_F = 849{,}3\ kg/m^3$
$\rho_V = 850{,}4\ kg/m^3$
Nivel = 11,680 m
Área = $1.809{,}55\ m^2$
$Vol_Z = 904{,}778\ m^3$
$Masa_H = 17.204.649\ kg$ $Masa_Z = 769.423\ kg$
$Masa_T = 17.974.072\ kg$
$Vol_F = 21.136{,}02\ m^3$

El volumen está calculado a la temperatura del producto, es decir, a 18 °C. Si se desea obtener el volumen a 15 °C hay que calcular el factor de corrección de volumen (VCF), utilizando las ecuaciones que aparecen en la norma API 2540 (ASTM D-1250), Volumen X Tablas 5A o 5B o sus equivalentes en unidades métricas, 54A o 54B. Según estas tablas, la relación entre las densidades a condiciones de operación y de referencia, o factor de corrección de volumen, se basa en el cálculo siguiente:

$$VCF = \frac{\rho F}{\rho 15} = EXP^{[-\alpha * \Delta T * (1 + 0.8 * \alpha * \Delta T)]}$$

donde: $\Delta T = T_F - 15$

$$\alpha = \frac{K_0 + K_1 * \rho 15}{\rho 15^2}$$

Los valores K_0 y K_1 dependen del tipo de producto almacenado en el tanque. Una vez obtenido el valor del factor VCF se calcula el volumen a 15 °C como sigue:

$$Vol_{15} = Vol_F * VCF$$

3.2.8. Interruptores de nivel

Los instrumentos para iniciar las señales de alarma de alto o bajo nivel tienen el mismo principio de funcionamiento que los instrumentos de desplazador. Básicamente existen dos tipos de montaje de estos elementos: horizontal y vertical, dependiendo del uso al cual está destinado o el lugar donde se ha de instalar.

La Figura 3.20 muestra un interruptor que se acciona en función del nivel cuyo montaje debe realizarse en la parte superior del recipiente.

El principio de operación es muy simple. El interruptor se acciona por medio de un sistema de material magnético actuado por el flotador. El interruptor y el imán están sujetos a un brazo basculante. Supongamos que el conjunto está diseñado para activar la alarma al alcanzar bajo nivel, en cuyo caso, cuando el nivel es «normal», el flotador

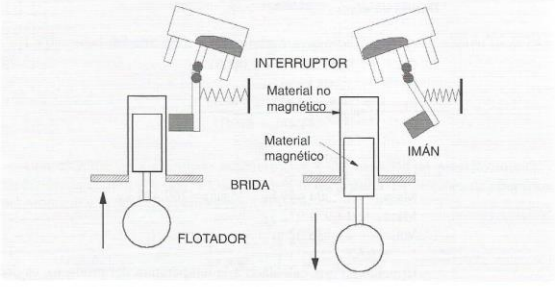


Figura 3.20

se encontrará en la posición que muestra la parte izquierda de la Figura 3.20 y el contacto estará abierto o cerrado dependiendo de las conexiones que se hayan realizado en el interruptor. Si el nivel de líquido desciende también lo hará el flotador, haciendo que el material magnético salga fuera del campo del imán, haciendo que éste se desplace por la acción del resorte. Como consecuencia basculará el interruptor, cambiando la posición de los contactos, tal como muestra la parte derecha de la Figura 3.20. Cuando retorne el nivel a su altura normal de trabajo se producirá el efecto contrario.

La Figura 3.21 muestra otro tipo de interruptor de nivel para montaje horizontal cuyo principio de funcionamiento es similar al anterior.

Cuando existe bajo nivel, parte superior de la Figura 3.21, el flotador desplaza su imán hasta entrar dentro del campo del imán que está solidario con el interruptor. Como

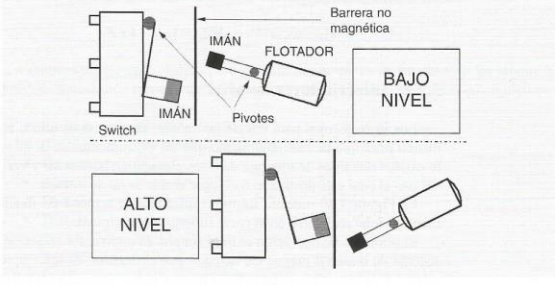


Figura 3.21

resultado los polos de ambos imanes se repelen y ocasionan que el interruptor abra o cierre el contacto, dependiendo del tipo de conexión realizada. Cuando el líquido asciende, el flotador desplaza su imán hacia abajo haciendo que el imán solidario al interruptor bascule en dirección opuesta al salir del campo de actuación, tal como muestra la parte inferior de la Figura 3.21. Como consecuencia se invierte la acción del interruptor. Este tipo de interruptor se puede utilizar tanto para producir alarma por alto como por bajo nivel.

3.2.9. Medida de nivel en calderines de vapor

La indicación básica de nivel la proporciona un medidor con cristales de reflexión como el que se describió anteriormente, cuyo montaje aparece en la Figura 3.22. Si no se lleva a cabo una corrección de densidades se produce un error en la medida, puesto que el condensado circula a través del medidor, donde se enfría, adquiriendo una densidad mayor que la del agua que se encuentra dentro de la caldera.

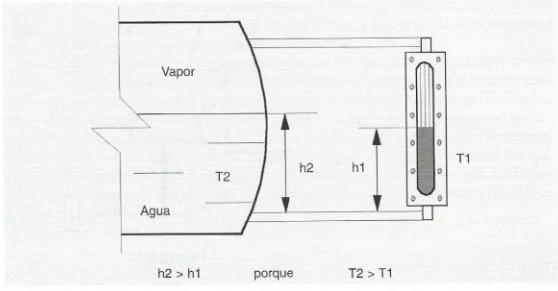


Figura 3.22

La desviación entre la altura de nivel h2 y la h1 depende de la presión de la caldera a la cual se encuentra en equilibrio la temperatura del agua. La Tabla siguiente muestra densidades del agua a diferentes presiones de saturación.

Pres kg/cm^2	Dens kg/dm^3
1,0	0,9434
5,0	0,9091
10,0	0,8850
15,0	0,8621
20,0	0,8475
30,0	0,8200
40,0	0,8000

Dependiendo de la presión de trabajo en la caldera se pueden llegar a tener desviaciones comprendidas entre 2 y 15 cm entre las alturas h1 y h2. En la Figura 3.22 se cumple que:

$$h1 * \rho 1\ (T1) = h2 * \rho 2\ (T2)$$

Como la densidad en el medidor de nivel es mayor que la que existe en el interior de la caldera, por ser menor la temperatura exterior, la altura observada (h1) es menor que la que realmente existe dentro de la caldera.

La Figura 3.23 muestra un esquema de montaje típico para un transmisor de medida de nivel por presión diferencial. Este tipo de montaje es similar al de la Figura 3.12, aunque en este caso las cámaras de alta y baja presión están cambiadas de posición. Como consecuencia, la señal de salida del transmisor aumenta cuando disminuye la presión diferencial.

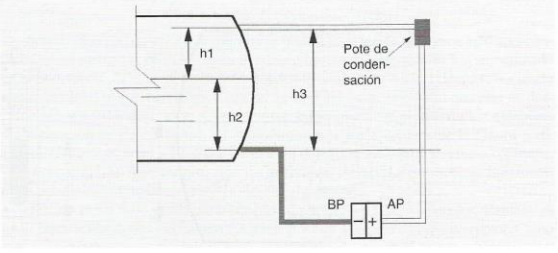


Figura 3.23

Sobre la cámara de alta, la presión efectiva es igual a la presión de la caldera más el peso de columna de condensado *h3* a la temperatura ambiente. Sobre la cámara de baja, la presión efectiva es igual a la presión de la caldera más el peso de columna de vapor saturado *h1*, más el peso de columna de agua a temperatura de saturación *h2*.

Asumiendo que la presión en la caldera es constante no será necesario corregir la altura de columna de agua a diferentes temperaturas de saturación, sino que se puede tomar la densidad correspondiente a la presión de diseño. Por otro lado, el peso de la columna de vapor h1 se puede considerar que tiene poca influencia sobre la medida. Con estos dos supuestos,

$$dP = AP - BP$$
$$dP_A = h3 * \rho_C$$
$$dP_{20} = h3 * \rho_C - h2 * \rho_A$$

Como ya se ha mencionado en casos anteriores, la presión estática existente en la caldera se anula de los cálculos por influir de la misma forma en ambas ramas del transmisor.

3.2.10. Nivel de sólidos

Aunque existen diversos tipos de medidores de nivel de sólidos, como son los de tipo capacitivo, ultrasonidos, proximidad, etc., en este apartado solo vamos a contemplar, a modo de ejemplo, el tipo radiactivo para medida de nivel de carbón en las cámaras existentes en las unidades de coquización retardada.

En el proceso de coquización retardada se calientan hidrocarburos con un alto peso molecular y se envían a grandes cámaras para formación de carbón. Los hidrocarburos líquidos se convierten en coque que van llenando la cámara, e hidrocarburos ligeros en forma de gas que la abandonan por la parte superior. Durante el proceso de llenado se forma un frente de espuma encima del coque. Esta capa contiene más átomos de hidrógeno por unidad de volumen que los gases, pero contiene menos átomos de hidrógeno por unidad de volumen que el coque. El sistema de medición indica cuándo existe gas, espuma o coque delante del sensor debido a que el número de neutrones lentos que se producen depende del número de átomos de hidrógeno.

Como se sabe, cuando se bombardea un átomo de un material radiactivo con un neutrón, se lleva a cabo su escisión nuclear, liberando neutrones que a su vez bombardean a los átomos próximos. Esto origina una reacción en cadena hasta que se desintegra el elemento radiactivo. Los neutrones producidos por la escisión son muy rápidos, pero utilizando un elemento moderador los neutrones rápidos pierden parte de su energía al cabo de una serie de colisiones, dando como resultado neutrones lentos, los cuales también pueden producir la escisión de otro átomo de forma controlada. La Figura 3.24 muestra de forma simplificada el comportamiento de los neutrones procedentes de la escisión o fisión nuclear.

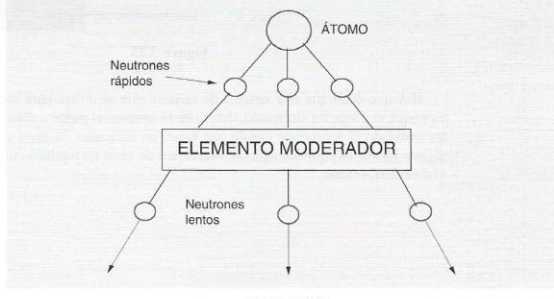


Figura 3.24

Este sistema de medida de nivel se basa en el principio de que el hidrógeno absorbe energía de los neutrones rápidos a una velocidad sustancialmente mayor que cualquier otro componente, actuando como elemento moderador. El hidrógeno es el mayor componente de la familia de hidrocarburos, como son los productos derivados del petróleo.

Cuando cualquier producto que contiene hidrógeno se somete a un bombardeo de neutrones rápidos, los átomos de hidrógeno absorben la energía de los neutrones rápidos y producen una dispersión de neutrones lentos que rebotan en el propio producto. El número de neutrones lentos producidos es directamente proporcional a la cantidad de hidrógeno. Los neutrones lentos se detectan por medio de una cámara de ionización llena de gas. Este gas llega a ionizarse y los iones cargados son recogidos en un electrodo central, situado en el sensor, que produce una pequeña corriente, del orden de picoamperios (10^{-12} A). La corriente se envía a un transmisor para su posterior procesamiento.

La Figura 3.25 muestra un sistema detector de nivel montado en el exterior de una cámara de coquización, representada de forma esquemática en la parte derecha de la figura.

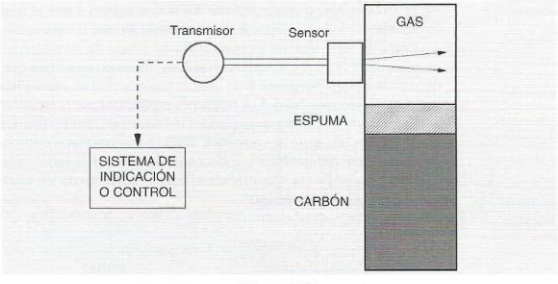


Figura 3.25

Hay que decir que este sistema de medida sólo se utiliza para indicar el momento en el que el coque ha alcanzado, dentro de la cámara, el punto o cota donde se encuentra instalado el sensor, no siendo por tanto, un indicador de nivel continuo. Esto, de alguna forma, es equivalente a un interruptor de nivel de líquidos como los que se han visto anteriormente.

Bibliografía

Process control systems. Application, design, and tuning
F. G. Shinskey
McGraw-Hill, Inc.

The control of boilers
Sam G. Dukelow
Instrument Society of America

Instrumentación industrial
Antonio Creus Solé
Marcombo Boixareu Editores

Manual de instrumentación y control de procesos
Varios autores
Editorial Alción, S. A.

Differential pressure instrument: The universal measurement tools
V. N. Lawford
Instrumentation Technology. Diciembre,1974

Installation of refinery instruments and control systems
Part 1. Section 2. Level
American Petroleum Institute

Model 3201 Technical Description
Hidrostatic Interface Unit
Rosemount

Catálogos Técnicos de Magnetrol y Kay Ray

4

Medidas de temperatura

4.1. Par termoeléctrico

Un par termoeléctrico es un conjunto de dos conductores metálicos distintos «A» y «B» unidos por ambos extremos, cuyas uniones se mantienen a temperaturas distintas. En estas condiciones existe entre sus extremos una diferencia de potencial llamada fuerza electromotriz termoeléctrica (*efecto Seebeck*) que puede medirse cortando uno de los conductores y uniendo sus extremos a un voltímetro de gran impedancia. La fuerza electromotriz (*fem*) depende exclusivamente de la naturaleza de los metales y de la diferencia de temperatura de las dos uniones o soldaduras. En la práctica, una de estas soldaduras se mantiene a la temperatura de referencia (*soldadura fría*) y la otra se encuentra a la temperatura que se desea medir (*soldadura caliente*). La *fem* de un par puede representarse por una ecuación de la forma:

$$E = a + b * T + c * T^2 + d * T^3 + ...$$

en donde T es la temperatura de la soldadura caliente cuando la soldadura fría está a 0 °C. Normalmente la forma cuadrática es suficiente dentro de un amplio intervalo de temperaturas. Las constantes a, b, c, ... son diferentes para cada par de conductores.

4.1.1. Efecto Seebeck

En 1821, Thomas Johann Seebeck (físico alemán), descubrió que se producía una *fem*, por un procedimiento puramente térmico, en un circuito compuesto por dos metales diferentes cuyas soldaduras se mantienen a distinta temperatura, tal como se representa en la Figura 4.1.

El conjunto de los dos metales constituye un par termoeléctrico y la *fem* del circuito se denomina *fem* de Seebeck. Si se mantiene constante la temperatura de la soldadura de referencia *(T1)*, se encuentra que la *fem* Seebeck es función de la temperatura de prueba *(T2)*. Esta *fem* se produce por el hecho de que la densidad de electrones libres en los metales difiere de unos a otros y, para un metal dado, depende de la tem-

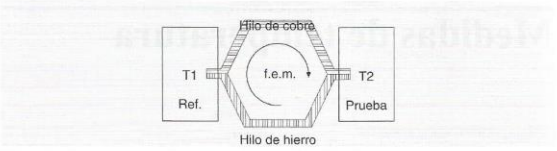


Figura 4.1

peratura. Cuando se unen dos metales distintos para formar una soldadura, los electrones se difunden del uno al otro, y la soldadura actúa como un origen de *fem*.

La existencia de las corrientes termoeléctricas fue descubierta por Seebeck mientras experimentaba sobre la diferencia de potencial que existe cuando se unen dos metales. Tomando como referencia la Figura 4.1, la *fem* generada fluye del cobre al hierro en la dirección del extremo caliente, y del hierro al cobre en la dirección del extremo frío. El flujo de corriente de esta *fem* se debe a dos fuentes combinadas. Una de estas fuentes se conoce como *fem* Peltier y la otra como *fem* Thomson. La *fem* Seebeck se puede obtener por medio de la siguiente integral:

$$\varepsilon_{AB} = \int_{T1}^{T2} (Q_A - Q_B)\, dT$$

donde: ε_{AB} = *fem* producida por el par (milivoltios)
T1, T2 = Temperaturas (K)
Q_A, Q_B = Constante de transporte térmico de los metales

A veces se simplifica puesto que las dos constantes Q_A y Q_B son *aproximadamente* independientes de la temperatura, por lo que existe una relación lineal de la forma:

$$\varepsilon_{AB} = \alpha * (T2 - T1)$$

siendo: α = Constante del par (milivoltios / K)
T1, T2 = Temperatura de las uniones (K)

4.1.2. Efecto Peltier

En 1834, Jean Charles Peltier (físico francés) descubrió que cuando pasa una corriente eléctrica a través de la unión de dos metales existe una liberación o absorción de calor en la unión, dependiendo de la dirección del flujo de corriente. Este es el efecto inverso al de Seebeck. En este caso, el lazo está abierto y se aplica una corriente externa al sistema, tal como muestra la Figura 4.2.

Debido a las diferentes propiedades de conducción electrotérmica de los metales, una de las uniones se calienta y la otra se enfría. Esto indica que existe una diferencia de potencial en la unión de los metales. Cuando la corriente se hace fluir en sentido contrario a esa *fem*, se produce un exceso de calor, mientras que si la corriente se hace fluir en el mismo sentido que la *fem* generada, aparece un efecto de enfriamiento.

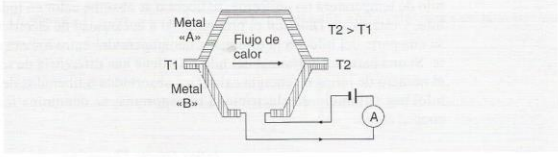


Figura 4.2

La existencia de este efecto se observa claramente realizando un montaje como el que aparece en la Figura 4.3. En este esquema se envía una corriente eléctrica, a través de dos metales diferentes unidos en cruz, cerrando el conmutador en la posición C o en la posición D. Abriendo el conmutador y cerrando rápidamente el circuito de medida con el pulsador P, se observará una indicación en el galvanómetro, la cual es proporcional a la temperatura de la unión térmica. Esta es la *fem* Peltier, que constituye una de las dos *fem*'s generadas por los termopares.

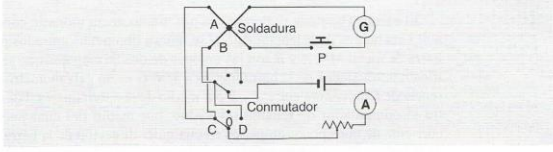


Figura 4.3

La experiencia ha demostrado que el efecto Peltier producido en cualquier soldadura es proporcional a la cantidad de electricidad que la atraviesa, y que se invierte el sentido del flujo calorífico cuando se invierte también el sentido de la corriente eléctrica. El número de julios de energía calorífica absorbida o liberada en una soldadura de dos metales «*A*» y «*B*», por culombio de electricidad transportada a través de ella, se denomina *fem* Peltier.

$$\pi_{AB} = \frac{\textit{(julios) Efecto Peltier}}{\textit{(Culombios) Q}}$$

La *fem* Peltier no sólo depende de la naturaleza de los metales, sino también de la temperatura de la soldadura.

4.1.3. Efecto Thomson

En 1854, William Thomson (físico ingles conocido como Lord Kelvin) descubre que en un hilo único cuyos extremos se mantienen a distinta temperatura, la densidad de electrones varía de un punto a otro. Cada elemento de hilo de temperatura no uniforme es, por tanto, un origen de *fem*. Cuando se mantiene una corriente en un

hilo de temperatura no uniforme, se libera o se absorbe calor en todos los puntos del hilo, y este *efecto Thomson* es proporcional a la cantidad de electricidad que atraviesa una parte del hilo y a la diferencia de temperatura entre los extremos de esa parte. Si una parte infinitesimal del hilo *«A»* tiene una diferencia de temperatura *«dT»*, el número de julios de energía calorífica absorbidos o liberados de esta longitud de hilo, por culombio de electricidad transportada, se denomina *fem Thomson* y se conoce como:

$$\sigma_A \, dT = \frac{\textbf{julios (efecto Thomson)}}{\textbf{culombios (Q)}}$$

El coeficiente σ_A se denomina a veces *calor específico eléctrico.*

La *fem* Thomson total en un hilo cuyos extremos se encuentran a las temperaturas *T1* y *T2* está dada por:

$$\int_{T1}^{T2} \sigma_A \, dT$$

El efecto Thomson se demuestra por medio de un montaje como el de la Figura 4.4. Una bobina de calentamiento *H* se mueve libremente entre los puntos *A* y *B* de la barra de metal *MN*. *A* y *B* son las uniones de dos termopares que se encuentran eléctricamente aislados de la barra metálica *MN*. *G* es un galvanómetro que mide la diferencia de temperatura entre *A* y *B* por medio de dos termopares. Por último se encuentra el conmutador de tensión reversible, por medio del cual puede atravesar una corriente de unos pocos amperios en cualquier dirección de la barra *MN*. La posición de la bobina de calentamiento H se ajusta para que la temperatura en los puntos *A* y *B* sea la misma cuando no esté pasando corriente a través de la barra *MN*.

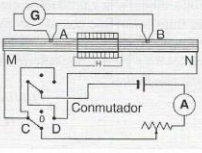


Figura 4.4

Fijadas las condiciones anteriores, si se hace pasar una corriente desde *M* hasta *N*, la temperatura en *A* será mayor que la temperatura en *B*. Si la corriente se hace pasar de *N* a *M* se observará el efecto contrario. Estas variaciones de temperatura indican la existencia de fuerzas electromotrices en la barra *MN* debidas a los gradientes de temperatura.

Si volvemos ahora a la Figura 4.1, vemos que la *fem* Seebeck ε_{AB} es la resultante de dos fuerzas electromotrices Peltier π_{T1} y π_{T2} y dos fuerzas electromotrices

Thomson, $\int_{T1}^{T2} \sigma_A \, dT$ y $\int_{T1}^{T2} \sigma_B \, dT$. La relación entre estas *fem*'s es la *ecuación fundamental del par termoeléctrico.*

$$\varepsilon_{AB} = (\pi_{AB})_{T2} - (\pi_{AB})_{T1} + \int_{T1}^{T2} (\sigma_A - \sigma_B) \, dT$$

4.2. Medida de temperatura con termopar

Para que la medida de temperatura por medio de un termopar sea aceptable, es esencial que la suma algebraica de las *fem*'s Peltier y Thomson sea suficiente para mostrar una variación proporcional a la temperatura. La Figura 4.5 muestra un sistema de medida, en el que *M* es la junta caliente, *N* la junta fría, *«A»* es el hilo positivo, *«B»* es el hilo negativo, *G* el galvanómetro y *«X»* e *«Y»* los cables de prolongación o extensión del termopar, los cuales se verán con más detalle posteriormente.

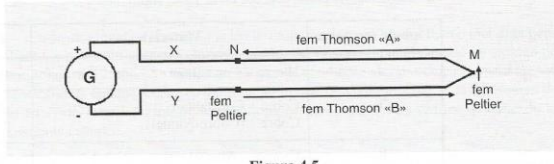


Figura 4.5

Con objeto de evitar errores en la medida, es necesario que la junta fría (*N* en la Figura 4.5) se mantenga a temperatura constante, o bien efectuar la compensación automática de la misma, como se verá más adelante. En el punto *N*, los hilos de prolongación del termopar *«X»* e *«Y»* se encuentran en contacto con los *«A»* y *«B»* respectivamente del termopar, cerrándose el circuito a través del galvanómetro. En esta situación se producen dos *fem's* de signo contrario en el punto *N* debidas al efecto Peltier. Si se produce una fluctuación en la temperatura de este punto estas fem's variarán, ocasionando un error en la medida de la temperatura del punto *M* donde se encuentra la unión caliente del termopar. Por ejemplo, si la temperatura de la junta fría se eleva, permaneciendo constante la correspondiente a la junta caliente, la *fem* en los hilos *«A»* y *«B»* se verá afectada, produciendo un error en la medida. Sobre la base de lo anterior, *la temperatura de la junta fría debe permanecer constante a menos que se disponga de un sistema de compensación que elimine el error.*

En este punto surge una pregunta: ¿Qué ocurre si se calientan uno o ambos hilos del termopar, o prolongación del mismo, entre la junta caliente y la fría? La respuesta es que el termopar sigue midiendo la temperatura correspondiente a la junta caliente. Veamos un ejemplo en el que la junta caliente está a 700 °C, la fría a 0 °C y se produce un calentamiento de la línea hasta alcanzar los 1.000 °C. Desde el punto de 1.000 °C hasta la junta caliente, existirá una *fem* Thomson correspondiente a los 300 °C de dife-

rencia. Entre el punto de 1.000 °C y la junta fría se producirá una *fem* Thomson de signo contrario, que corresponde a los 1.000 °C de diferencia entre ambos puntos. La *fem* resultante será la suma algebraica de las dos *fem*'s generadas en los hilos, la cual corresponderá a la generada por los 700 °C de la junta caliente. En otras palabras, la *fem* generada por un termopar se debe solamente a la diferencia de temperatura entre las juntas caliente y fría del sistema, y la temperatura indicada es solamente la correspondiente a la junta caliente.

4.2.1. Tipos de termopares

Desde el punto de vista de construcción, y con objeto de protegerlos, los termopares suelen estar encapsulados en un tubo de material apropiado al entorno donde se va a efectuar la medida, normalmente acero inoxidable. Asimismo, la unión caliente puede estar unida al extremo de la funda de protección o aislada de la misma, para que no exista comunicación a masa o tierra de la planta.

Dependiendo de los materiales utilizados (metales puros o aleación de metales), se han configurado varios tipos de termopares a los cuales se les ha asignado una letra característica, tal como aparece en la Tabla siguiente:

Tipo de termopar	Materiales	Rango normal
J	Hierro – Constantan	-190 °C a 760 °C
T	Cobre – Constantan Cobre – (Cobre-Níquel)	-200 °C a 370 °C
K	Cromel – Alumel (Cromo – Níquel) – (Aluminio-Níquel)	-190 °C a 1.260 °C
E	Cromel – Constantan	-100 °C a 1.260 °C
S	(90 % Platino + 10 % Rodio) – Platino	0 °C a 1.480 °C
R	(87 % Platino + 13 % Rodio) – Platino	0 °C a 1.480 °C

Cada uno de ellos tiene sus características particulares tales como rango, linealidad, sensibilidad, etc. En cada uno de los tipos se pueden seleccionar diversos grosores de hilo, dependiendo de la aplicación. Si se utilizan grosores pequeños de hilo no se podrán alcanzar los rangos de temperatura que muestra la tabla anterior. En todos los termopares existen ciertas características que los identifican, entre las que se pueden citar como más importantes:

- El material que aparece en primer lugar corresponde al hilo positivo cuando la temperatura medida es superior a la temperatura de referencia.
- El hilo negativo siempre es de color rojo (en los cables de extensión).
- En los termopares tipo «K», el hilo negativo es ligeramente magnético.
- En los termopares tipo «S», el hilo negativo es más blando que el positivo.

La Figura 4.6 muestra las curvas de voltaje en función de temperatura de los tres tipos de termopares más utilizados en nuestra industria, para una temperatura de referencia de 0 °C. Con objeto de simplificar se muestran como líneas rectas, aunque realmente tienen una forma ligeramente parabólica. En estas curvas se observan algunas particularidades importantes.

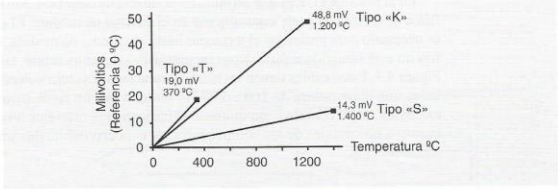


Figura 4.6

En primer lugar se observa que los termopares tipo *«T»* y *«K»* tienen una gran pendiente, y por tanto gran sensibilidad, por lo que facilitan la medida ante un cambio de temperatura. El tipo *«S»* tiene mucha menos pendiente y como consecuencia menos sensibilidad, aunque a cambio admiten un mayor rango de medida. Como resumen de lo anterior, la utilización de los termopares mencionados se realiza de acuerdo al siguiente criterio:

- Tipo «T». Bajas temperaturas y sobre todo si se trata de temperaturas negativas.
- Tipo «K». Uso generalizado para temperaturas positivas hasta 800 – 900 °C.
- Tipo «S». Sólo para altas temperaturas.

Según la Norma ISA 96.1, los *límites de error* para estos termopares, con unión de referencia a 0 °C y sin tener en cuenta los errores del sistema de medida, son los siguientes:

Tipo de termopar	Estándar. El mayor error entre:	Especial. El mayor error entre:
T (0 – 350 °C)	± 1,0 °C o ± 0,75 % de la medida	± 0,5 °C o ± 0,4 % de la medida
K (0 – 1.250 °C)	± 2,2 °C o ± 0,75 % de la medida	± 1,1 °C o ± 0,4 % de la medida
S (0 – 1.450 °C)	± 1,5 °C o ± 0,25 % de la medida	± 0,6 °C o ± 0,1 % de la medida

Según esta tabla, para medir 500 °C con un termopar tipo *K*, éste puede introducir un error de ± 3,75 °C si es de tipo estándar o ± 2 °C si se trata de un tipo especial.

Como se puede ver, hay que tener muy presente estos posibles errores a la hora de diseñar una aplicación de control avanzado, sobre todo si ésta requiere exactitud en la medida de la temperatura.

4.2.2. Cables de extensión de termopares

En la práctica el termopar termina en la cabeza de conexión. Sin embargo, la unión fría o de referencia suele estar ubicada en el sistema de medida. El cable de extensión es necesario para prolongar el termopar hasta el sistema de medida, en el que la unión fría no está sometida a variaciones incontroladas de temperatura, tal como muestra la Figura 4.7. Estos cables tienen las mismas características termoeléctricas del termopar hasta una temperatura de 100 – 200 °C, aunque con un coste menor. Los cables de extensión, cuya composición química es básicamente diferente a la del termopar, en cuanto a porcentajes de los componentes, se conocen habitualmente como cables de compensación.

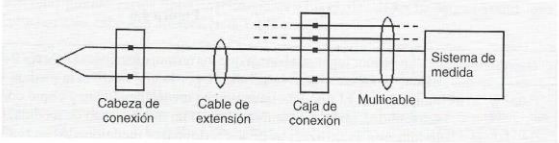


Figura 4.7

La tabla siguiente muestra la composición básica y colores de los cables de extensión. Una diferencia importante entre el termopar y el cable de extensión es que el primero está construido con hilo rígido mientras que el segundo suele ser cable flexible.

Tipo de termopar	Hilo Positivo	Hilo Negativo	Cubierta exterior
T	Azul (Cobre)	Rojo (Constantan)	Azul
K	Amarillo (Cromel)	Rojo (Alumel)	Amarillo
S	Negro (Cobre)	Rojo (Aleación Cobre-Níquel)	Verde

4.2.3. Compensación de la junta fría

Como se ha mencionado anteriormente, es muy importante que la junta fría de un termopar se encuentre a la temperatura para la cual fue calibrado, a menos que se disponga de un sistema de compensación automática.

El mejor sistema desde el punto de vista teórico, aunque no utilizado en la práctica, es el que está constituido por un segundo termopar con «unión caliente» mantenida a la temperatura constante del hielo fundente. El par termostático se monta en el circuito de medida en oposición al par normal, tal como indica la Figura 4.8. De esta Figura se tiene que:

$$E1 = K * (T1 - T2)$$
$$E3 = K * (T3 - T2)$$

K = Constante al ser los dos termopares iguales

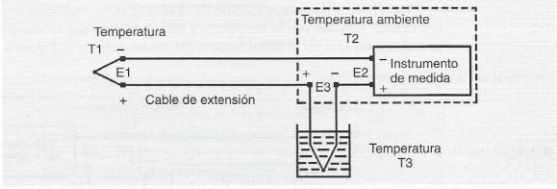


Figura 4.8

Al estar los dos termopares en oposición, la *fem E2* aplicada al instrumento de medida será:

$$E2 = E1 - E3 = K * [(T1 - T2) - (T3 - T2)]$$
$$E2 = K * (T1 - T3)$$

la *fem* utilizada para medida *E2* será, por tanto, independiente de la temperatura ambiente *T2*.

Otra forma de compensar automáticamente la temperatura ambiente *T2* se puede obtener por medio del sistema que aparece en la Figura 4.9.

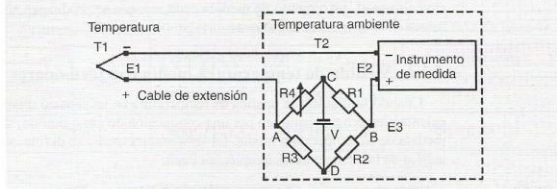


Figura 4.9

En esta Figura, entre los puntos *A* y *B* del puente de Wheatstone formado con las resistencias fijas *R1*, *R2* y *R3* y la resistencia R4 variable con la temperatura ambiente, se crea la diferencia de potencial *E3* que se suma algebraicamente con la tensión del termopar. En este caso, la *fem* E2 aplicada al instrumento de medida será:

$$E2 = E1 + E3$$

Es obvio que la resistencia *R4* estará calibrada en laboratorio para un determinado termopar. Por otro lado, la alimentación V al puente de Wheatstone será tensión estabilizada, con el fin de que no se produzcan perturbaciones en la diferencia de potencial *E3*.

Otro sistema de compensación de la temperatura ambiente es el que utiliza una resistencia variable con la temperatura ambiente montada en *shunt* entre los terminales del termopar o los cables de extensión, como muestra la Figura 4.10.

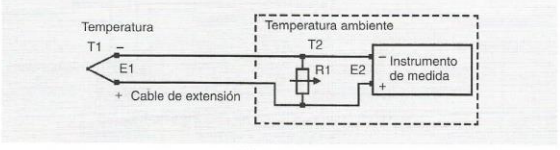


Figura 4. 10

Como se sabe, los termopares siempre generan *fem* entre el punto de medida (soldadura caliente) y la temperatura ambiente (soldadura fría). Por tanto, cuando la temperatura ambiente aumenta la *fem* del termopar disminuye. Al mismo tiempo la resistencia del *shunt* aumenta, de forma que el producto del nuevo valor de resistencia (mayor), por la intensidad del circuito (menor), será igual que antes de modificarse la temperatura ambiente. Como consecuencia no se producirá ninguna variación en la indicación de temperatura.

Como es fácilmente deducible, *la resistencia debe estar calibrada para cada tipo de termopar*. Por otro lado, el rango de actuación de la compensación automática no puede ser muy amplio, por lo que, si se desea que la lectura sea correcta, será necesario calibrar el instrumento de medida cada vez que se produzcan alteraciones importantes en la temperatura ambiente.

4.2.4. Medida de temperatura media con termopares

Cuando se requiere la medida de temperatura en un espacio relativamente largo de calentamiento o enfriamiento por una conducción de gas o líquido, se puede utilizar la medida de su temperatura media. La temperatura media se define como la media aritmética de las temperaturas simples, es decir:

$$T_m = \frac{T1 + T2 + T3 + ... + Tn}{n}$$

Existen dos formas básicas de conectar los termopares para obtener la temperatura media, como son: serie y paralelo. La Figura 4.11 muestra la conexión en paralelo:

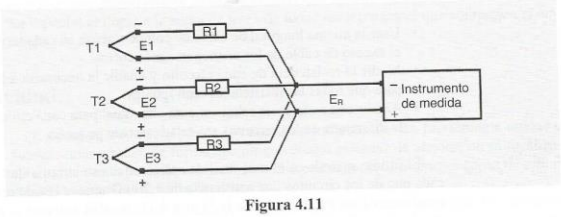


Figura 4.11

Para que el cálculo de la temperatura media sea correcto, se debe cumplir que:

- Todos los termopares sean del mismo tipo.
- La unión caliente de cada termopar no esté puesta a masa.
- En cualquier caso podrá existir un pequeño error debido a la no linealidad de los termopares, aunque éste debe ser insignificante.

Refiriéndonos a la Figura 4.11, cuando la temperatura en cada uno de los termopares no es igual, el voltaje resultante será:

$$E_R = \frac{E1 * R2 * R3 + E2 * R1 * R3 + E3 * R1 * R2}{R2 * R3 + R1 * R3 + R1 * R2}$$

El análisis de la ecuación anterior mostrará que E_R nunca será igual a la media aritmética a menos que todas las resistencias o todos los voltajes sean iguales. Veamos un ejemplo con tres termopares tipo *K*, sabiendo que las temperaturas a medir son 375, 400 y 425 °C (valor medio 400 °C) y la distancia de cada línea hasta el punto común de unión es de 20, 30 y 40 metros respectivamente. Consideremos que la temperatura ambiente es de 25 °C y que la resistencia de la línea es de 0,5 Ohmios por cada metro de cable de compensación. Tabulando estos valores tendremos:

Termopar Número	Temperatura sobre el ambiente °C	Resistencia de línea Ω
1	350 (15,35 – 1,00 = 14,35 mV)	20 * 0,5 = 10
2	375 (16,39 – 1,00 = 15,39 mV)	30 * 0,5 = 15
3	400 (17,45 – 1,00 = 16,45 mV)	40 * 0,5 = 20

Aplicando la ecuación anterior resulta una diferencia de potencial E_R de 15,15 mV. Si a este valor se le suma 1,00 mV correspondiente a la temperatura ambiente, tendre-

mos los milivoltios correspondientes a una temperatura de 394 °C, cuando debería ser de 400 °C.

Para eliminar este error se sugieren tres métodos:

- Usar la misma longitud de cable de compensación en cada termopar, enrollando el exceso de cable de los termopares más cortos.
- Medir la resistencia de cada circuito y añadir la necesaria a los más pequeños para que todas las resistencias sean iguales.
- Añadir una resistencia relativamente alta, igual para cada circuito, de forma que la diferencia de los circuitos sea relativamente pequeña.

El último método es el más fácil de aplicar, dada su simplicidad. Si incluimos en cada uno de los circuitos una resistencia de 1.200 Ohmios (1 % de tolerancia), correspondientes a las *R1, R2* y *R3* de la Figura 4.11, la tabla anterior se puede modificar, quedando como sigue:

Termopar Número	Temperatura sobre el ambiente °C	Resistencia de línea Ω
1	350 (15,35 – 1,00 = 14,35 mV)	1.200 + 20 * 0,5 = 1.210
2	375 (16,39 – 1,00 = 15,39 mV)	1.200 + 30 * 0,5 = 1.215
3	400 (17,45 – 1,00 = 16,45 mV)	1.200 + 40 * 0,5 = 1.220

Para simplificar, y dado que el error que se puede introducir es despreciable, en esta tabla no se incluye la tolerancia de las resistencias, la cual puede modificar cada una de ellas entre los valores de 1.188 y 1.212 Ohmios. Repitiendo el cálculo con los valores óhmicos de la tabla anterior resulta una diferencia de potencial E_R de 15,39 mV. Si a este valor se le suma 1,00 mV correspondiente a la temperatura ambiente, tendremos los milivoltios correspondientes a una temperatura de 400 °C.

La conexión de termopares en paralelo tiene una desventaja, y es que la apertura o fallo de uno de ellos no afecta a la lectura del instrumento de medida y, por tanto, nunca puede ser detectado.

La conexión en serie no se suele utilizar porque el instrumento receptor debe tener una calibración especial, puesto que el voltaje resultante de la unión de los termopares es:

$$E_R = E1 + E2 + E3 + ... + EN$$

La media en este caso debe realizarse en la propia escala de medida, sabiendo que:

$$E_M = E_R/n$$

siendo n el número de termopares existentes.

Por otro lado hay que observar cuidadosamente la polaridad de los cables de compensación, y hacer que las uniones intermedias entre termopares estén a la misma temperatura, lo cual complica bastante la instalación.

Conectando los termopares en serie no son necesarias las resistencias de línea adicionales. En este caso, si un termopar se abre desaparece la *fem* que llega al instrumento de medida. El mayor inconveniente es que la calibración del instrumento debe ser especial al llegarle la suma de *fem*'s de todos los termopares que componen el circuito.

4.3. Resistividad

En cualquier material sólido los átomos o moléculas están fuertemente unidas y atraídas unas a otras, de forma que ningún átomo es capaz de alejarse de su localización particular, o *posición de equilibrio.* Sin embargo, cada átomo es capaz de vibrar alrededor de su localización particular.

Se puede introducir el concepto de energía térmica considerando la vibración molecular. Un cuerpo sólido se dice que tiene energía cero cuando sus moléculas no están en vibración, es decir, se encuentran en reposo. Si se le añade energía a este sólido, por ejemplo calentándolo, esta energía hace que las moléculas empiecen a vibrar alrededor de su posición de equilibrio, con lo cual se puede decir que el sólido tiene cierta cantidad de energía térmica.

Un metal es un conjunto de átomos en estado sólido en el que estos átomos se encuentran en un cierto equilibrio debido a la vibración inducida por la energía térmica. La principal característica del metal es el hecho de que cada átomo libera un electrón, llamado valencia, que bajo ciertas condiciones impuestas se «mueve libremente» a través del material, formando una conducción eléctrica. Cuando el material posee alguna energía térmica y vibran los átomos, los electrones que se encuentran en circulación tienden a colisionar. Este fenómeno impide el libre movimiento de los electrones y absorbe parte de la energía, o lo que es igual, se produce una *resistencia* al paso de la corriente eléctrica. Como consecuencia, la resistencia es función de la vibración de los átomos y, por tanto, de la temperatura. Cuando la temperatura aumenta los átomos vibran con mayor amplitud, ocasionando mayor cantidad de colisiones y absorbiendo más energía, por lo que se puede decir que la resistencia en los metales aumenta con la temperatura.

La resistencia de un metal simple, a temperatura constante, se puede expresar mediante la ecuación:

$$R = \rho \frac{L}{S}$$

siendo: R = Resistencia (Ohmios)
ρ = Resistividad (Ohmios * metro)
L = Longitud (metros)
S = Sección (metros ^{2})

Haciendo $L = 1$ y $S = 1$, se tiene que $R = \rho$. Luego la resistividad o *resistencia específica* de un material conductor es la resistencia de un hilo cilíndrico que tiene la unidad de longitud y la unidad de sección. Como se ha visto anteriormente, la resistencia o resistividad de los metales aumenta con la temperatura.

Partiendo de que la resistividad de un metal a T_0 es ρ_0, si la temperatura aumenta hasta T_f aumentará también su resistividad hasta ρ_f. La aplicación del cálculo demuestra que existe linealidad hasta valores de 150 °C aproximadamente.

$$\rho_f = \rho_0 * [1 + \alpha (T_f - T_0)]$$

El valor de α depende del material en particular y se suele conocer con el nombre de *coeficiente de temperatura* de ese metal. De la ecuación anterior se deduce que si R_0 es la resistencia a T_0, la resistencia a T_f será:

$$R_f = R_0 * [1 + \alpha (T_f - T_0)]$$

Esta fórmula es válida solamente cuando se trata de temperaturas hasta 100 o 150 °C. Con temperaturas más altas conviene utilizar ecuaciones con varias potencias, aunque realmente suele ser suficiente utilizar la ecuación cuadrática siguiente:

$$R_f = R_0 * [1 + \alpha (T_f - T_0) + \beta (T_f - T_0)^2]$$

4.4. Medida de temperatura con termorresistencia

Si se construye una bobina de un hilo metálico y se mide su resistencia a una temperatura conocida, se puede utilizar la medida de la resistencia a otra temperatura para conocer esta temperatura. Este elemento se conoce con el nombre de *termómetro de resistencia*, o termorresistencia. El primero de ellos fue propuesto por el ingeniero alemán, nacionalizado inglés, Williams Siemens en 1871, utilizando un hilo de Platino enrollado sobre un tubo cerámico y protegido por un tubo de hierro.

Si se mide la resistencia de una bobina de Platino sumergida en hielo fundente y después en agua en ebullición en condiciones normales de presión y temperatura, los valores obtenidos y designados como R_0 y R_{100} se pueden representar sobre un diagrama resistencia - temperatura. La línea recta que atraviese estos dos puntos, cuya ecuación es:

$$R_f = R_0 * (1 + \alpha_0 * T)$$

representa la relación entre R y T. La constante α_0 se denomina coeficiente de temperatura cero de la resistencia y está dado por la expresión:

$$\alpha_0 = \frac{R_{100} - R_0}{100 * R_0}$$

Para el Platino puro, este coeficiente tiene un valor de 0,00385 según las tablas de resistencia que están confeccionadas de acuerdo a las normas DIN. Las medidas de temperatura que se pueden obtener partiendo de este coeficiente no son correctas, porque en realidad no existe una relación lineal entre R y T. Para termorresistencias de Platino, la relación real se puede obtener por medio de la ecuación:

$$R_f = R_0 * (1 + \alpha * T + \beta * T^2)$$

siendo: $R_0 = 100$
$\alpha = 0{,}00391$
$\beta = 0{,}0000006$

La ecuación anterior nos da como resultado que para 0 °C la resistencia $R_t = 100\ \Omega$, mientras que para 100 °C la resistencia $R_t = 138{,}5\ \Omega$. Del primer valor calculado se deriva el nombre PT 100 DIN con el que se suelen conocer las termorresistencias, puesto que para 0 °C su resistencia es de 100 Ohmios. A veces se utilizan resistencias de Níquel, en cuyo caso los coeficientes son diferentes. La curva de este material tiene mayor pendiente que la del Platino.

4.4.1. Medida de resistencia con puente de Wheatstone

Recordemos que una termorresistencia «no mide» temperatura. Requiere un circuito de medida para inferir la temperatura partiendo de la resistencia. Para ello se utilizan diversas formas del puente ideado en 1843 por el físico inglés Charles Wheatstone, en los que es necesario compensar la resistencia de los cables que forman la línea desde la termorresistencia al sistema de medida.

Los primeros informes que se conocen para medir temperaturas con termorresistencias reconocen el problema de la resistencia de las líneas de prolongación de la propia termorresistencia. Callendar y Griffiths (1895-1900), diseñaron un sistema como el que muestra la Figura 4.12, en el que se duplican los cables de línea. Un par de hilos (L3, L4) se conectan a la termorresistencia, y otro par de hilos (L1, L2) con la misma longitud de los anteriores, se intercalan en el brazo opuesto del puente, de forma que las resistencias sean iguales y queden compensadas en el circuito de medida.

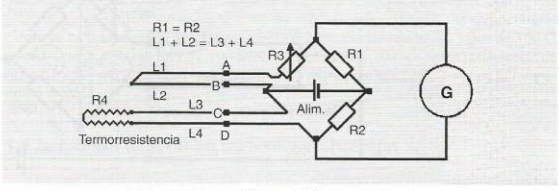


Figura 4.12

Este sistema, o cualquier otro compuesto por cuatro conductores de línea, se puede utilizar para medir diferencia de temperaturas colocando otra termorresistencia en el extremo de las líneas de compensación del puente de la Figura 4.12 (L1, L2).

Los sistemas de medida industriales utilizan tres conductores para compensar la resistencia de línea, conectados al puente de la forma que aparece en la Figura 4.13.

Normalmente la termorresistencia se encuentra situada a considerable distancia del puente de medida, y los cables de conexión pueden estar sujetos a diferentes temperaturas a lo largo de su recorrido. Para compensar la resistencia desconocida de la

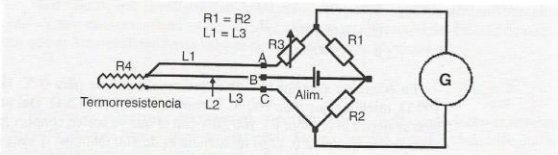


Figura 4.13

línea se conectan los tres hilos de la forma que muestra la Figura 4.13. Los cables L1 y L3 deben tener idéntica longitud, mientras que L2 no necesariamente ha de ser igual, aunque en la práctica lo es. A un extremo de la termorresistencia se conectan L1 y L2 y el tercer hilo (L3) al otro extremo. Al conectar uno de los cables (L2), a la fuente de alimentación, es evidente que uno de los cables (L1), estará en serie con la resistencia *R3* mientras que el otro (L3), estará en serie con la *R4*. Con este sistema se elimina la posibilidad de error de medida, puesto que cualquier variación de resistencia en los cables se compensa al afectar de igual forma a ambos brazos del puente.

La Figura 4.14 muestra un puente de Wheatstone similar al de la Figura 4.13, en el que la intensidad de paso por el galvanómetro (Ig) es proporcional a la temperatura existente en el lugar donde se encuentra situada R4. Para conocer esta intensidad se utilizan las leyes de Kirchhoff, la primera de las cuales establece que la suma de intensidades que entra a un punto es igual a la suma de intensidades que lo abandonan, mientras que la segunda establece que en todo circuito cerrado la suma de la *fem's* es igual a la suma de las caídas de tensión.

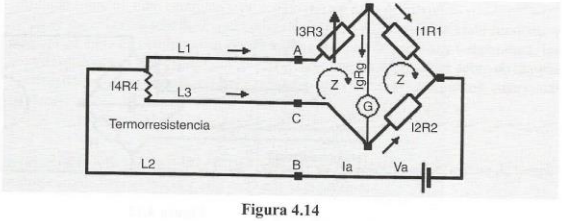


Figura 4.14

Las flechas de la Figura 4.14 indican los sentidos de las intensidades para la primera ley (nudos), y los sentidos de referencia (Z) para el cálculo de la segunda (mallas). Existen seis intensidades desconocidas y diferentes entre sí. Para despejarlas se tienen seis ecuaciones.

Ecuaciones de intensidades en los nudos:

$$Ia = I3 + I4$$
$$I3 = I1 + Ig$$
$$I2 = I4 + Ig$$

Ecuaciones de tensiones en las mallas:

$$Va - I3\,(L1 + R3) - I1R1 = 0$$
$$I4\,(L3 + R4) - I3\,(L1 + R3) - IgRg = 0$$
$$I2R2 + IgRg - I1R1 = 0$$

Como se puede ver, la resistencia correspondiente a *L2* no interviene en el sistema de ecuaciones porque se encuentra en la línea de alimentación, ocasionando una caída de tensión que no afecta a la medida. Por diseño son iguales las resistencias del puente R1 = R2 y las de línea L1 = L3. Resolviendo el sistema de ecuaciones para obtener el valor de *Ig* queda que:

$$Ig = Ia\,\frac{R1\,(L3 + R4) - R2\,(L1 + R3)}{Rg\,[(L1 + R3) + R1 + (L3 + R4) + R2] + [(L1 + R3) + (L3 + R4)]\,(R1 + R2)}$$

Cuando la temperatura corresponde al 0 % de la escala de medida, no existe desequilibrio en el puente y, como consecuencia, la intensidad Ig = 0. Por tanto:

$$R1\,(L3 + R4) = R2\,(L1 + R3)$$
$$\frac{L3 + R4}{L1 + R3} = \frac{R2}{R1} = 1$$
$$L3 + R4 = L1 + R3 \Rightarrow R4 = R3$$

La resistencia R3 se utiliza para ajustar el 0 % de escala. Una vez ajustado, cualquier desequilibrio entre R4 y R3 se traducirá en una variación en la intensidad *Ig* que producirá una indicación en el sistema de medida proporcional a la temperatura. Como se ha mencionado anteriormente, la resistencia R4 tendrá un valor de 100 Ω para 0 °C si se trata del tipo PT 100 DIN, y 138,5 Ω para 100 °C. Si las resistencias de línea L1 y L3 son diferentes se desequilibra el puente, produciendo error en la temperatura medida.

4.4.2. Límites de error en las termorresistencias

Durante los más de cien años que se están utilizando las termorresistencias se han desarrollado diferentes calibraciones o tablas «resistencia-temperatura» para el Platino, convirtiéndose algunas de ellas en estándares nacionales, como:

- Scientific Apparatus Makers Assn (SAMA) RC21-4
- British Standards Institute (BSI) 1904
- Deutches Institut fur Normung (DIN) 43760

Aunque el rango de medida está comprendido entre –200 y 1.100 °C, normalmente no se utilizan por encima de 500 °C. La tabla siguiente muestra las desviaciones máximas de las termorresistencias dentro del rango normal de trabajo:

Temperatura °C	RTD DIN Clase «A» Desviación máxima ± °C	RTD DIN Clase «B» Desviación máxima ± °C
– 100	0,35	0,80
0	0,15	0,30
100	0,35	0,80
200	0,55	1,30
300	0,75	1,80
400	0,95	2,30
500	1,15	2,80
600	1,35	3,30

4.5. Termopares o termorresistencias

En las tablas que se han visto anteriormente aparecen las tolerancias admitidas por los diferentes elementos primarios, termopares o termorresistencias. Sin embargo, la tolerancia no es todo lo que es necesario conocer para elegir uno de los dos elementos.

Medir la temperatura de un producto con un termopar requiere, no sólo la lectura de la unión en contacto con ese producto, sino también la lectura de la unión fría, la cual suele ser una fuente de errores. Por otro lado, se introduce un error adicional en los cables de extensión. Estos errores secundarios suelen ser mayores que el error original del sensor.

La exactitud de una termorresistencia es mejor que la de un termopar. Además no necesitan compensación de unión fría y no existe error debido a los cables de extensión, si se utiliza transmisión a tres o cuatro hilos.

4.5.1 Deriva, velocidad de respuesta y coste

La deriva del sensor es un factor muy importante a tener en cuenta a la hora de elegir un elemento para medir temperatura. Mientras que la sensibilidad, exactitud y coste pueden ser evaluados antes de ser instalados, la deriva es un factor que tiene gran impacto y es muy difícil de medir.

En comparación con las termorresistencias, los termopares son muy propensos a tener deriva, o cambios a lo largo del tiempo. Este cambio se produce por la propia naturaleza del material utilizado al construir el termopar, la soldadura de los hilos y especialmente la oxidación. Todos los materiales se oxidan, cambiando la composición del material y como consecuencia alterando la *fem* producida. La velocidad de oxidación depende principalmente del tipo de atmósfera a la cual se encuentra expuesto, el tamaño de los hilos con los que está construido, la temperatura a la que está sometido y la composición del material de aislamiento del termopar.

Los termopares de Platino tienen mucha menos oxidación, así como las termoresistencias. Sin embargo son muy susceptibles a las atmósferas reductoras, por ejemplo, vapores de metales fundidos, así como atmósferas conteniendo azufre.

En cuanto a la velocidad de respuesta, los termopares tienen diferentes comportamientos. Los que están expuestos al ambiente donde se desea medir la temperatura son los más rápidos de respuesta, los que tienen la unión aislada son los más lentos y los que tienen la unión a «masa» (por ejemplo, termopares de contacto o *skin points*), se encuentran entre ambos. En la práctica, los termopares aislados son los más utilizados, representando un buen compromiso entre velocidad de respuesta, protección de la oxidación y protección mecánica.

Las termorresistencias, por su naturaleza, están aisladas, por lo que su velocidad de respuesta es similar a la de los termopares aislados.

Por último, el coste de un termopar de uso común en la industria es ligeramente más barato que el de una termorresistencia. En este punto hay que recordar que el coste del sensor (termopar o termorresistencia), es la punta del iceberg en el coste total de instalación de la medida de temperatura, la cual incluye el termopozo o vaina de protección, sistema de transmisión, receptor, etc. Como resumen, los termopares son más baratos, más rápidos y pueden medir altas temperaturas, mientras que las termorresistencias dan una medida más exacta y más estable.

4.5.2. Transmisión de la información

Tanto si ha sido seleccionado un termopar como si lo ha sido una termorresistencia como sensor para medir la temperatura, existen dos maneras de llevar esa información al instrumento de medida. La primera de ellas es cablear directamente el sensor, con los cables de extensión adecuados, al instrumento de medida. La segunda es llevar la salida del sensor a un transmisor situado en las proximidades del punto donde se detecta la temperatura y, una vez amplificada la señal, enviarla por medio de una línea de transmisión de 4 a 20 mA hasta el instrumento de medida. Ambas opciones se representan en la Figura 4.15.

El cableado directo del termopar tiene cierto atractivo en cuanto a simplicidad, aunque hay que ser consciente de que esta opción tiene al menos tres posibles puntos de fallo: exactitud, estabilidad y coste. Cuando se transmite la señal generada por el termopar es inevitable que los cables actúen como una gran antena sujeta a interferen-

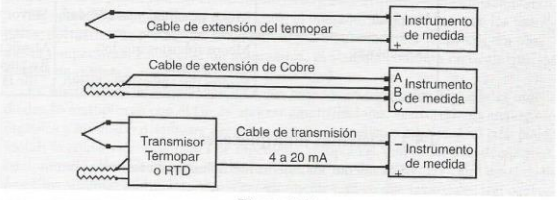


Figura 4.15

cias eléctricas o electromagnéticas. Dado que la señal de salida de un termopar es muy pequeña, la exactitud y estabilidad pueden verse afectadas por el ruido. Recordemos que un milivoltio corresponde a 20 °C aproximadamente.

La interferencia puede ser producida por fuentes tales como alimentación a un motor, radioteléfonos, etc., con la particularidad de que el ruido puede ser intermitente. Este problema se soluciona utilizando cables apantallados, con el consiguiente incremento en el coste.

Por último el coste aumenta al tener que utilizar cables de extensión de un material adecuado, cuyo precio es sensiblemente más caro que los cables de cobre normales. Al incluir la pantalla se encarece aún más su precio.

Las termorresistencias no requieren un cable especial, pero cada sensor necesita tres o cuatro hilos. También están sujetas a interferencias, aunque no tanto como los termopares. Aquí también se recomienda utilizar cables apantallados, con el consiguiente incremento en el coste.

Como alternativa al cableado directo del sensor se encuentran los transmisores de temperatura, tal como aparece en la Figura 4.15. Estos transmisores se instalan muy próximos al sensor, incluso en la propia caja de conexiones que se coloca sobre la propia vaina o termopozo, enviando la señal amplificada a varios cientos de metros sin degradarla. Para ello se utilizan cables de cobre que pueden ser centralizados en las mismas cajas de conexión que otros transmisores, por ejemplo de caudal, o bien salidas a válvulas automáticas. Recordemos que la señal de transmisión es de 4 a 20 mA.

Como resumen, a continuación se muestra una Tabla en la que se comparan valores típicos de una serie de características. Los valores que aparecen no corresponden a los límites alcanzables, sino más bien al comportamiento que se espera de los sensores comerciales en los que no se requieran calibraciones especiales o fabricaciones específicas.

Característica	RTD de Platino	Termopar
Rango normal de trabajo	–100 a 600	–200 a 1.500
Exactitud típica	± 0,1 °C a 0 °C hasta ± 1,3 °C a 600 °C	± 2,2 °C a 0 °C hasta ± 10 °C a 1.200 °C
Desviación típica (Deriva)	< ± 0,1 °C / año	< ± 5 °C / año
Linealidad	Excelente.	Buena.
Ventajas	Mejor exactitud y estabilidad.	Mayor rango de medida.
Desventajas	Menos robustos que los termopares. Errores por autocalentamiento.	Mayor deriva. Requiere compensación de la unión fría.

4.5.3. Sistemas multiplexores

Básicamente, un sistema multiplexor está formado por:

- Un conjunto de terminales de entrada a los cuales se conectan dos o más señales.

- Un mecanismo o sistema de conmutación de señales.
- Terminales de salida donde sólo puede enviarse una de las entradas en cada momento.
- Sistema decodificador de direcciones para llevar a cabo la multiplexión.

Las señales multiplexadas pueden ser analógicas o digitales. La Figura 4.16 muestra como ejemplo un multiplexor de temperaturas al cual llega un número determinado de termopares y atendiendo a un *scanning* automático solamente se envía al sistema de medida la señal de uno de los termopares.

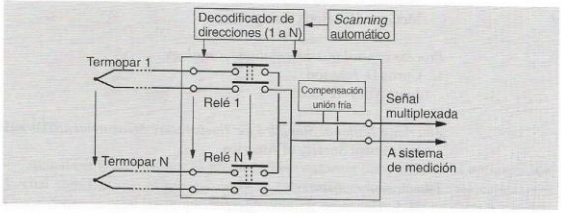


Figura 4.16

La información de operación puede ser obtenida de diversas formas. Vamos a considerar las medidas de temperatura en diversos puntos del proceso. Cada señal de medida puede ser enviada desde el elemento sensible, situado en campo, a la sala de control por medio de cables individuales. La información puede ser visualizada en indicadores individuales o bien registradores. Ciertas señales pueden compartir un elemento de visualización, tal como un indicador multipunto. Estas señales son conmutadas secuencialmente bien de forma manual o de forma automática.

El indicador multipunto de temperaturas es un ejemplo simple de multiplexor. Las señales en milivoltios desde el termopar se conmutan en un circuito que lleva a cabo la compensación de unión fría, linealización y generación de señal hacia el propio indicador. El sistema que selecciona y conmuta los termopares individuales es menos costoso que los equipos necesarios para las indicaciones de forma individual. La lectura de las temperaturas se puede realizar cíclicamente (*scan*), bien de forma manual o automática.

En operación manual de un multiplexor, el operador direcciona uno de los termopares, normalmente por medio de un pulsador o un conmutador rotativo, para observar la temperatura. En operación automática, el sistema conmuta cíclicamente las señales de entrada a una velocidad dada (*scan rate*).

En los sistemas de adquisición de datos basados en ordenador, las señales individuales se multiplexan con el fin de ahorrar amplificadores, convertidores analógico-digitales y *hardware* o *software* necesario para procesamiento adicional, el cual puede incluir la conversión a unidades de ingeniería apropiadas, comprobación de alarmas, comprobación del funcionamiento de los equipos, etc. La diferencia entre estos equipos y los sistemas multipunto vistos anteriormente está en que las señales son convertidas a digitales antes de ser visualizadas por el operador de proceso.

Otra ventaja adicional de los sistemas de multiplexión basados en ordenador es que éstos pueden ser situados en campo y de esta forma ahorrar gran cantidad de cables individuales. En este caso se suelen utilizar líneas compartidas por donde circulan todas las señales multiplexadas en forma digital.

Bibliografía

Pyrometry.
William P. Wood & James M. Cork
McGraw Hill Book Company

Process control instrumentation technology
Curtis D. Johnson
John Wiley & Sons

American National Standard for Temperature Measurement Thermocouples MC 96.1
Instrument Society of America

Thermometry. A review
H. L. Daneman & G.C. Mergner
The Leeds & Northrup Co.
Instrumentation Technology, mayo 1967

Cómo seleccionar los sensores de temperatura
Richard H. Kennedy
The Foxboro Co.

Measure remote temperatures efficiently.
Clifford W. Lewis
Chemical Engineering, mayo 1990

5

Válvulas automáticas

5.1. Introducción

Actualmente se sabe que la productividad aumenta por medio de la optimización, lo cual significa que el proceso se debe estar adaptando a condiciones cambiantes. Como consecuencia, las propiedades a controlar no se mantienen en valores constantes. Un buen procedimiento de control consiste en no mantener constantes caudales y niveles con objeto de maximizar la eficacia del proceso, por lo que algunas de las variables en cada proceso en particular deben flotar en función de una carga que no se mantiene constante.

En los sistemas de control avanzado es importante que la válvula de control funcione de forma estable y tenga un buen comportamiento, lo cual significa que:

- Tenga estabilidad a lo largo de todo el recorrido.
- No opere cerca de ninguno de los extremos.
- Sea suficientemente rápida para corregir las perturbaciones.

Este capítulo no trata sobre factores de cálculo para dimensionamiento de válvulas. Está destinado, por tanto, a aquellas personas que se encuentran la válvula instalada y tienen que conocer el comportamiento de la misma dentro del sistema de control que están desarrollando. Por consiguiente, el objeto es conocer, siquiera de forma simple, el efecto que tiene la válvula en el comportamiento general del lazo de control.

En adelante se van a utilizar, como ejemplo, dos tipos de válvulas tradicionales de globo, una de simple y otra de doble asiento, accionadas por un actuador o servomotor de tipo resorte y membrana. Como es lógico, cada fabricante dispone de válvulas que cumplen las mismas características que las aquí descritas, por lo que los conceptos son generalmente válidos para todas las válvulas automáticas de control.

5.2. Válvulas de globo

Sin tener en cuenta el actuador, el conjunto de una válvula de globo está compuesto, fundamentalmente, por:

- Cuerpo de la válvula, incluyendo tapa inferior y demás elementos externos.
- Elementos internos (obturador y asiento).
- Conjunto de empaquetadura.

La válvula será de acción directa o inversa dependiendo si el servomotor tiende a cerrar o abrir el paso de fluido. A su vez, el sentido de flujo puede tender a abrir o cerrar la válvula. En general es preferible que el fluido tienda a abrir. En caso contrario, si la válvula se encuentra totalmente cerrada, la fuerza necesaria para contrarrestar la acción del resorte más la del fluido es muy grande para despegar el obturador, bajando bruscamente en el momento de abrir por equilibrarse las presiones antes y después del conjunto obturador-asiento (trim). Este fenómeno crea una perturbación que puede ocasionar inestabilidad en el proceso.

La Figura 5.1 muestra dos válvulas, una de simple y otra de doble asiento. En la primera de ellas el fluido tiende a abrir, mientras que la segunda es autoequilibrada. Las válvulas autoequilibradas mejoran la estabilidad. En efecto, al tener doble asiento, el fluido empuja al obturador de uno de los asientos en la dirección de abrir el paso, mientras que en el otro lo hace para cerrarlo. De esta manera se compensan los empujes. Como consecuencia, el accionamiento del obturador será más uniforme y la estabilidad del lazo de control mejorará. Por el contrario, cierran peor, teniendo peor grado de estanqueidad.

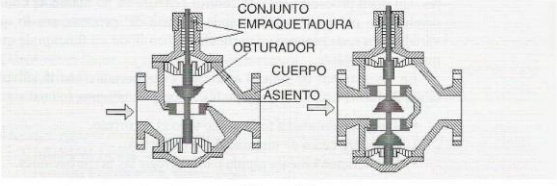


Figura 5.1

5.2.1. Empaquetadura

Un factor muy importante, desde el punto de vista de control, es el comportamiento del conjunto de empaquetadura. Existen diversos materiales para efectuar el cierre entre el cuerpo de la válvula y el vástago que está unido al obturador. Estos materiales se conocen con el nombre de empaquetaduras, y suelen ser de teflón, asbesto, grafito, etc., formando anillos alrededor del vástago. Estos anillos se comprimen por medio de un sistema que puede ser una tuerca o bien un conjunto de brida con los espárragos y tornillos correspondientes.

Debido al permanente movimiento longitudinal del vástago, la empaquetadura sufre un desgaste que puede llevar a que la válvula tenga fugas de producto por la zona del vástago. Por tanto, el conjunto debe tener la particularidad de impedir fugas de

producto al exterior sin que la fricción sea tan alta que impida el correcto deslizamiento del vástago. Algunos fabricantes recomiendan que la tuerca o brida de aprieto tenga el par de torsión necesario para cada uso en concreto. Si se sobrepasa el par de torsión recomendado se obtiene como resultado una fricción excesiva que puede llegar incluso a bloquear totalmente el movimiento de la válvula.

Por todo lo anterior, es fácil comprender que ciertos elementos finales de control se muevan a «saltos» frente a la acción de control continua procedente del controlador. Suele ser típico de este fenómeno la respuesta que aparece en la Figura 5.2. Aquí se puede ver que, frente a la salida (OP) de un controlador con acción inversa, como consecuencia del error entre medida (PV) y punto de consigna (SP), el elemento final se mueve solamente cuando se acumula una cierta fuerza en el servomotor, capaz de vencer la que opone el fluido sobre el obturador sumada a la que opone el rozamiento del vástago sobre el sistema de empaquetadura.

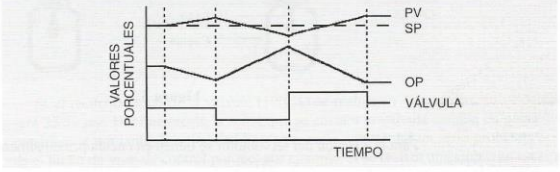


Figura 5.2

Cuando el control se realiza con estrategias basadas en modelos, el comportamiento anterior puede llevar a errores de predicción, sobre todo si los modelos se han realizado con la válvula o elemento final de control en unas condiciones de rozamiento prácticamente nulo y éste se ve afectado por un cierto bloqueo en el movimiento de la válvula. Cuando el rozamiento es muy grande, el comportamiento del lazo de control básico tiene más parecido con un sistema TODO-NADA que con un Proporcional Integral Derivativo.

5.3. Servomotor

Conceptualmente, un actuador o servomotor es la parte de la válvula automática que, respondiendo a la señal de control aplicada, ocasiona el movimiento que repercute en la modificación del flujo de un fluido. Este apartado se va a centrar en el actuador neumático de *resorte-membrana* que es el más utilizado en las válvulas automáticas.

El servomotor neumático de resorte-membrana está basado en el movimiento de una membrana que se deforma bajo la acción de la señal de aire modulado procedente del controlador o convertidor electro-neumático. La membrana empuja al vástago hacia abajo si se trata de acción directa (Fig. 5.3 izquierda), o lo empuja hacia arriba si

es de acción inversa (Fig. 5.3 derecha). El movimiento del vástago se contrarresta con la acción del resorte.

Puesto que el obturador se puede montar con el cierre hacia arriba o hacia abajo, como aparece en la Figura 5.1, generalmente se suele utilizar el servomotor de acción directa porque es más simple desde el punto de vista constructivo. Con la inversión del obturador, al aumentar la presión se puede obtener el efecto «aire abre» o el «aire cierra».

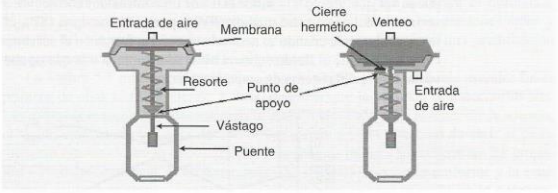


Figura 5.3

Para la elección del servomotor se tienen en cuenta principalmente:

- Características dinámicas.
- Requerimiento de esfuerzo.
- Requerimiento *fail safe*.

Muchos actuadores de válvulas presentan histéresis o banda muerta debido a la fricción de la empaquetadura. Esto puede ocasionar inestabilidad si los movimientos de la señal de control son tan pequeños que caen dentro de la banda muerta que aparece en la Figura 5.4.

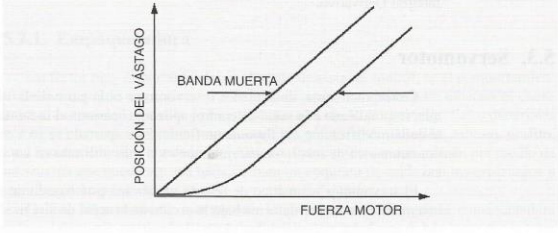


Figura 5.4

Por otro lado, ciertos actuadores tienen limitada la velocidad, por lo que no pueden moverse más rápido que la velocidad a la que están diseñados. Cuando se trata de servomotores neumáticos, la máxima velocidad está fijada por aquella a la cual se puede suministrar o ventear aire del compartimento donde está alojada la membrana. La Figura 5.5 muestra la respuesta de un servomotor con velocidad limitada frente a la salida del controlador neumático o del convertidor intensidad presión.

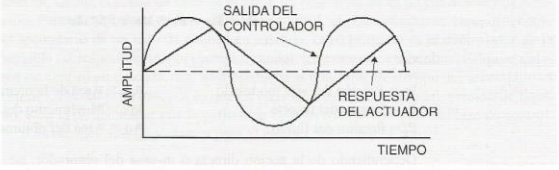


Figura 5.5

Si el recorrido total de la válvula (100 %) se realiza en 4 segundos, su velocidad será 25 %/seg. Habitualmente la señal que se envía a la válvula cambia en pequeños escalones y, por tanto, la velocidad límite no suele representar un serio problema desde el punto de vista de control porque, por ejemplo, si se realiza un cambio en escalón del 5 % en la salida hacia la válvula, el tiempo requerido para efectuar el movimiento será de 0,2 segundos. Esto es suficientemente rápido para la mayoría de los lazos de control, en los que una excepción es el control antibombeo en compresores, por necesitar una velocidad más alta.

Como resumen de las características mencionadas, la respuesta dinámica de una válvula automática depende fundamentalmente de la inercia de la propia válvula, rozamientos y volumen de aire que hay que aportar o eliminar del circuito neumático (tubos de señal y el que actúa sobre el diafragma). La curva característica aparece en la Figura 5.6, siendo básicamente una función de tiempo compuesta por tiempo muerto y retardo de primer orden.

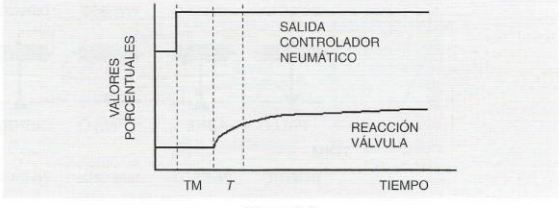


Figura 5.6

El actuador se dimensiona sobre la base de la fuerza necesaria para llevar a cabo el equilibrio de fuerzas en el cuerpo de la válvula, es decir, la fuerza requerida para cerrar y la rigidez necesaria para mantener la estabilidad. El empuje es función del área del diafragma y de la presión de aire. La posición del vástago se obtiene por un balance de fuerzas que actúa sobre el mismo. Estas fuerzas se deben a la presión sobre el diafragma, carrera del resorte y fuerza del fluido sobre el obturador, tal como muestra la ecuación siguiente, aplicada a un conjunto de acción directa:

$$Pa * Am = Fr * Mv + Pf * Ao$$

donde:

Pa = Presión del aire modulado	Am = Área de la membrana
Fr = Fuerza del resorte	Mv = Movimiento del vástago
Pf = Presión del fluido	Ao = Área del obturador

Dependiendo de la acción directa o inversa del obturador, así como si el fluido tiende a abrir o cerrar, los términos de la ecuación pueden cambiar de signo. En la ecuación anterior no se han tenido en cuenta factores tales como rozamiento en la empaquetadura o inercia.

Por último, la selección *fail safe* lleva implícita la acción o comportamiento del servomotor y partes internas de la válvula ante fallo. Al aumentar la presión del aire modulado la membrana puede empujar al vástago en dirección ascendente o descendente. Por otro lado, al descender el vástago el obturador puede abrir o cerrar el paso de fluido. Dependiendo del proceso en concreto, ante fallo del aire de control será conveniente que la válvula abra o cierre totalmente. La Figura 5.7 muestra un resumen de todas las posibilidades que se pueden obtener para conseguir el *fail safe*.

5.4. Posicionador

Como se ha mencionado anteriormente, las válvulas presentan alguna banda muerta debido a la fricción de la empaquetadura. Para evitarlo se utiliza un posicionador

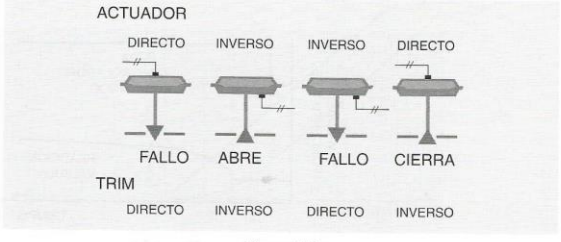


Figura 5.7

que, con carácter general, es un amplificador para, con la misma presión de mando (3 a 15 PSI), obtener mayor fuerza actuando sobre la membrana. A veces el rozamiento puede ser tan grande que exista banda muerta incluso aunque exista posicionador. Cuando la dirección de la señal de control se invierte, el vástago permanece en la última posición hasta que se sobrepase la banda muerta.

Un posicionador es un accesorio montado sobre la válvula, operada neumáticamente, que conduce las partes móviles a la posición precisa requerida por la señal de control. Desde el punto de vista de control, un posicionador es un controlador de posición. Cuando se coloca en una válvula de control, el posicionador se comporta como el secundario de un lazo de control en cascada, cuyo primario es el controlador de la variable correspondiente, por ejemplo, caudal, temperatura, etc. Como cualquier sistema de control en cascada, éste será estable si la constante de tiempo del secundario es inferior a la del primario, por lo que en ciertos lazos rápidos (caudal, presión de líquido, etc.) el posicionador puede perjudicar el buen comportamiento del lazo de control.

Las razones más importantes para el uso del posicionador son:

- Proteger el proceso controlado de las desviaciones ocasionadas por alteraciones en el comportamiento de la válvula debidas a agarrotamiento, suciedad o cualquier otra causa que ocasione histéresis.
- Aumentar la velocidad de respuesta del actuador, aumentando la presión de suministro o el volumen de aire.
- En algunas válvulas, los posicionadores pueden modificar las características de la válvula por medio de levas mecánicas o generadores de función.

Antes de ver la operación de un posicionador, es necesario comprender primero el funcionamiento del mecanismo lengüeta-tobera en el que están basados los posicionadores tradicionales. La parte izquierda de la Figura 5.8 muestra de forma simplificada este conjunto, el cual es un dispositivo simple de control. La alimentación de aire pasa a través de una restricción de tipo capilar y después a una tobera de mayor diámetro. Si no existe nada que produzca obstrucción en la tobera, la presión en el circuito de salida será baja, ya que el caudal de aire que atraviesa la restricción pasa libremente por la tobera. Si por medio de algún mecanismo la lengüeta se acerca a la tobera, la obstrucción que provoca en la salida del aire hace que aumente la presión en el circuito de salida.

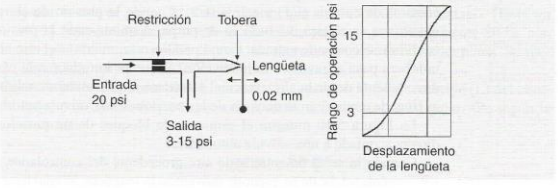


Figura 5.8

La parte derecha de la Figura 5.8 muestra que con un pequeño desplazamiento de la lengüeta (0,02 mm aproximadamente), se produce una salida de 3 a 15 psi prácticamente lineal. Esta relación se conoce como *sensibilidad óptima* del conjunto. Si la lengüeta se mueve más allá de la región de sensibilidad óptima la salida se irá a cero o bien alcanzará la presión de alimentación.

En la Figura 5.9 aparece un relé neumático que habitualmente se encuentra asociado al conjunto lengüeta-tobera. Como solo se trata de conocer el funcionamiento genérico de un relé, aquí se ha representado uno con pérdida continua de aire, aunque existen otros con pérdida discontinua que ahorran consumo de aire.

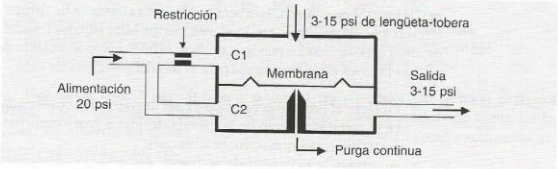


Figura 5.9

La función más importante del relé neumático es la de amplificar el volumen de salida de aire, manteniendo la presión. Si el volumen de aire que necesita la válvula automática sólo dependiera del pequeño caudal que pasa a través de la restricción, la operación sería extraordinariamente lenta. El relé que aparece en la Figura 5.9 tiene incorporada la restricción y el suministro de aire, por lo que si se asocia al conjunto lengüeta-tobera de la Figura 5.8 sólo hay que tener en cuenta la conexión de 3 a 15 psi que aparece en ambas figuras.

La variación de presión procedente del conjunto lengüeta-tobera, o presión de entrada al relé, hace variar la distancia entre la membrana y el orificio de purga continua y por tanto el caudal a través de este orificio. Por tanto, al aumentar la presión de entrada en la cámara C1, también aumentará la presión de salida en la cámara C2 por la menor pérdida de carga que se origina en la restricción y la menor fuga de aire por el orificio de purga. De esta forma se restablece el equilibrio entre las presiones de las cámaras de entrada (C1) y salida (C2). Cuando la presión de entrada disminuye, la membrana se alejará del orificio de purga, disminuyendo la presión de salida hasta equilibrarse con la de entrada. Como puede verse, mientras el aire al conjunto lengüeta-tobera pasa a través de la restricción, el que se introduce a la cámara de salida va directamente desde la alimentación, amplificando el caudal de salida hacia el elemento final de control, en la mayoría de las ocasiones una válvula automática.

La Figura 5.10 muestra el esquema de bloques de un posicionador con acción directa acoplado a una válvula automática.

Cuando la señal de entrada de aire procedente del controlador, o del convertidor I/P, aumenta, el fuelle se expande moviendo la lengüeta, lo cual hace que disminuya la salida de aire por la tobera. La presión en el circuito de la tobera aumenta haciendo

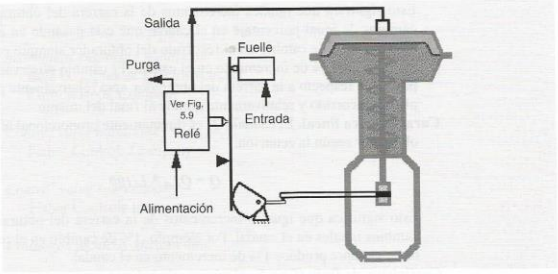


Figura 5.10

que también aumente la presión correspondiente en la salida del relé que se envía al servomotor, moviendo el vástago en dirección descendente. Este movimiento se transmite a la leva haciendo que la lengüeta se aleje de la tobera al bascular sobre el punto de apoyo, con lo cual disminuye la presión hasta conseguir el equilibrio en una nueva posición de la válvula automática. Cuando la presión de entrada disminuye, el fuelle se contrae por la acción de un resorte que lleva incorporado, haciendo que la lengüeta se separe de la tobera. A través del relé se ventea parte del aire contenido en la cabeza del servomotor, haciendo que disminuya la presión y que el vástago se mueva en dirección ascendente hasta conseguir un nuevo equilibrio.

5.5. Glosario de términos usuales

Actuador. Es la parte de la válvula automática que convierte la energía de un fluido (aire) en energía mecánica para abrir o cerrar la válvula.

Banda muerta. Es un rango de valores en los cuales se puede alterar la señal de entrada sin que ocasione cambios en la señal de salida.

Característica de apertura rápida. Un conjunto de obturador y asiento que deja pasar la mayor parte del fluido al principio del recorrido del vástago. Hasta un 40 % aproximado de recorrido el caudal de paso es aproximadamente 80 %, con comportamiento lineal. En el resto de recorrido la curva tiende a ser plana. Se suelen utilizar para control TODO-NADA.

Característica isoporcentual. El caudal (Q) es proporcional al recorrido (L) del obturador y al caudal de paso que existía antes del incremento de recorrido, según la ecuación:

$$dQ/dL = K * Q$$

siendo K constante (aproximadamente igual a $Ln\ (50) = 3{,}91$).

Esto significa que iguales incrementos de la carrera del obturador proporcionan cambios de igual porcentaje en el caudal que está pasando en ese momento. Por ejemplo, 1 % de cambio en el recorrido del obturador siempre produce aproximadamente 3,91 % de incremento en el caudal. El cambio observado en el caudal de paso, con respecto a la carrera del obturador, será relativamente pequeño al principio del recorrido y relativamente grande al final del mismo.

Característica lineal. El caudal (Q) es directamente proporcional al recorrido (L) del obturador según la ecuación:

$$Q = Q_{max} * L/100$$

Esto significa que iguales incrementos de la carrera del obturador proporcionan cambios iguales en el caudal. Por ejemplo, 1% de cambio en el recorrido del obturador siempre produce 1% de incremento en el caudal.

Coeficiente de flujo (Cv). Es el número de galones americanos por minuto de agua a 60 °F que atraviesa la válvula cuando se ocasiona una caída de presión de 1 psi (1 galón = 3,785 litros).

Para líquidos:

$$Cv = Q * \sqrt{G/\Delta P}$$

Si la gravedad específica del agua es 1 y la diferencia de presión es 1 psi, un Cv de 50 significará que el caudal de paso es de 50 galones por minuto.

Fuga. Es la cantidad de fluido que atraviesa la válvula cuando ésta se encuentra cerrada.

Ganancia de la válvula. Es el cambio en el caudal con respecto al cambio en el recorrido en la posición del obturador, o lo que es igual, la pendiente de la curva característica de la válvula.

Histéresis. En un proceso cíclico, la histéresis es la diferencia que se produce al seguir el mismo camino en direcciones ascendente y descendente.

Obturador. Es el elemento de la válvula que ocasiona la apertura o cierre de paso del fluido.

Posicionador neumático. Es un elemento servoaccionado con aire que junto con el actuador ocasiona la actuación de las partes móviles de una válvula para seguir a la señal de control.

Rangeabilidad. La relación entre los caudales máximo y mínimo entre los que todas las características del fluido se mantienen dentro de los límites prescritos para llevar a cabo un buen control.

Rango en oposición. La señal de salida de un controlador actúa sobre dos válvulas simultáneamente, una con acción de control directa o con aire abre, y la otra con acción inversa o con aire cierra. En otras palabras, mientras una válvula abre la otra cierra el mismo porcentaje. Existen más detalles en el glosario general.

Rango partido. La señal de salida de un controlador actúa secuencialmente sobre dos o más válvulas automáticas. Normalmente la primera válvula actúa en el rango de 0 a 50 % de salida del controlador y la segunda desde 50 a 100 % de salida del controlador.

Trim. Componentes internos de una válvula que están expuestos a la acción del fluido. Habitualmente se asocia al conjunto obturador-asiento.

Bibliografía

Instrument engineers handbook
Bela G. Liptak & Kriszta Venczel
Chilton Book Company

Control valve handbook
Fisher Controls Company

Control valve sourcebook
Fisher Controls International

Catálogos técnicos Masoneilan

Control valves in optimized systems
Bela G. Liptak
Chemical Engineering, September 5, 1983

6

Montaje de instrumentos en campo

6.1. Introducción

En primer lugar hay que mencionar que, básicamente, existen dos procedimientos para conectar las líneas de proceso a los instrumentos de medida, cada uno de ellos con sus ventajas e inconvenientes:

- *Tubo (Tubing).* Se mide por su diámetro exterior (OD) y espesor, bien en milímetros o milésimas de pulgada. Se conecta utilizando cierres mecánicos actuando sobre la superficie exterior, por ejemplo, racores de compresión, abocardado, etc. La instalación es rápida, aunque hay que tener más cuidado a la hora de dar el par de aprieto a los racores de conexión. Generalmente tiene menor resistencia mecánica a la deformación a lo largo del tiempo.
- *Tubería (Piping).* Se mide por su diámetro interior (ID) nominal, con espesor dependiente del *schedule.* La nomenclatura *schedule* (SCH) está relacionada con la resistencia de la tubería y por tanto con el espesor de la pared. Se conecta utilizando accesorios roscados o bien accesorios soldados. La instalación dispone de una mayor rigidez mecánica dada la naturaleza de los materiales utilizados.

Para la instalación de los diferentes tipos de elementos de medida o transmisión (en adelante transmisor), se deben tener en cuenta una serie de prácticas y procedimientos, entre los que podemos citar como más importantes los que se mencionan a continuación:

- Es conveniente utilizar tubería de $^1/_2$ pulgada (diámetro exterior 21,3 mm), con el espesor adecuado en función de la presión y temperatura del producto (diámetro interior 15,8 mm para SCH-40, 13,8 para SCH-80, etc.).
- Los tramos de tubería de las conexiones primarias deben ser lo más cortos que sea posible, evitando longitudes superiores a 15 metros.
- Se recomienda instalar las tuberías con una pendiente mínima del 6 % (6 cm por metro) en la dirección adecuada, evitando puntos altos en líquidos y puntos bajos en gases, para evitar bolsas de gas o sellos de líquido respectivamente.

- Deben instalarse válvulas de bloqueo junto a las tomas primarias para dejar fuera de servicio las líneas de conexión a los instrumentos cuando sea necesario. Cuando la distancia entre las tomas primarias y el transmisor sea relativamente larga, o las tomas primarias se encuentran en posición inaccesible, es necesario instalar otro juego de válvulas junto al transmisor.
- Las tomas para los instrumentos de caudal se suelen situar a 45° con respecto a la horizontal. De esta forma se pueden colocar unas tuberías de proceso junto a otras. En algunas aplicaciones se colocan las tomas de proceso horizontales, en cuyo caso hay que dejar suficiente espacio entre tuberías adyacentes.
- En el caso de transmisores de presión diferencial es necesario instalar una tercera válvula para igualar las presiones durante la puesta en servicio del instrumento o para calibrar el punto cero del transmisor. El conjunto de las dos válvulas de bloqueo más la de igualación de presión forman un conjunto denominado «*manifold*», el cual suele estar construido en forma de bloque y adosado al propio transmisor.
- Si los fluidos a medir contienen sólidos en suspensión es necesario instalar válvulas de purga, abriéndolas periódicamente para evitar que los sólidos lleguen al transmisor.
- Cuando se van a medir líquidos corrosivos, altamente volátiles o muy viscosos, es conveniente utilizar potes de sello para evitar que el fluido pase a las líneas de conexión y al propio transmisor.

La Figura 6.1 muestra un *manifold* construido en un bloque con conexiones para tubería. Asimismo muestra el esquema de válvulas que realmente incorpora el *manifold*. Tanto si el *manifold* está construido en bloque como si está realizado con válvulas incorporadas en la propia tubería, como muestra la Figura 6.2, para poner en servicio un transmisor de presión diferencial hay que realizar, con carácter general, la siguiente secuencia de operaciones:

- Las válvulas de bloqueo A y B se encuentran cerradas inicialmente.
- Abrir la válvula de *by pass* C.
- Abrir la válvula de alta presión de proceso, en este caso la A.
- Al estar abierta la válvula C se igualarán las presiones en las dos cámaras del transmisor. Como consecuencia no sufrirá sobrepresión ninguna de las cámaras,

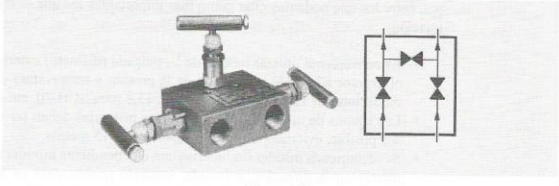


Figura 6.1

al mismo tiempo que el transmisor indicará cero por no existir diferencia de presión.
- Abrir la válvula de baja presión de proceso, en este caso la B.
- Cerrar la válvula de *by pass* C, quedando el transmisor en servicio.

Por último queda comentar que para reducir el error en las medidas se deben tener en cuenta una serie de circunstancias en el conexionado de los transmisores, con objeto de eliminarlas o en su defecto reducirlas al máximo. Entre ellas podemos citar:

- Fugas en los accesorios de conexión.
- Gas atrapado en las líneas de conducción de líquidos.
- Líquido atrapado en las líneas de conducción de gases.
- Variaciones de densidad entre las tuberías de conexionado de alta y baja presión al transmisor, producidas por diferencias de temperatura.

En los apartados siguientes vamos a ver una serie de esquemas de montaje de instrumentos para líquido, gas y vapor de agua, tanto para medida de caudal como de nivel y presión. Estos esquemas están realizados en un plano bidimensional, al objeto de simplificar el dibujo y facilitar su comprensión desde el punto de vista conceptual.

6.2. Instalación de medidores de caudal para líquidos

Como norma general, L. K. Spink, en *Principles and practice of flow meter engineering* dice que, si ello es posible, los medidores para líquidos deben montarse por debajo del elemento primario (placa de orificio). El mejor lugar para situar el transmisor se encuentra ligeramente por debajo de la línea de proceso, donde las posibles burbujas de vapor retornarán inmediatamente a la línea. La Figura 6.2 muestra un ejemplo de este tipo de instalación, en la que puede verse que las tomas de las bridas de orificio están en posición horizontal y el *manifold* ha sido construido directamente con válvulas situadas en las tuberías correspondientes a las tomas primarias.

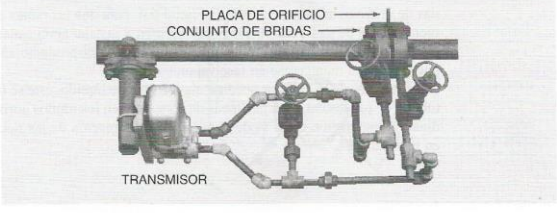


Figura 6.2

6.2.1. Caudal de líquido con temperatura de ebullición superior a 30 °C

Este tipo de montaje es el más habitual, estando representado en la Figura 6.3. Al ser la temperatura de ebullición del producto superior a 30 °C, no es normal que se produzca gasificación en las líneas, permaneciendo en estado líquido de forma permanente. Si existen tramos horizontales en los tubos que unen la línea de proceso con el transmisor, éstas deben tener una pendiente o inclinación del 6 % en dirección descendente hacia el transmisor. De esta manera, caso de producirse alguna burbuja de vapor ésta se trasladaría hasta la línea de proceso.

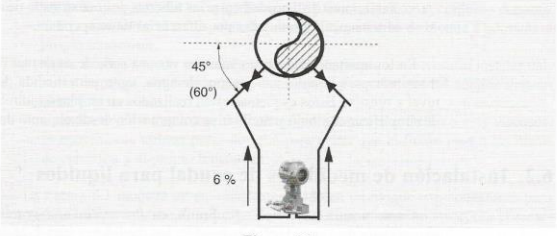


Figura 6.3

6.2.2. Caudal de líquido con temperatura de ebullición inferior a 30 °C

Cuando se trata de medir el caudal en líquidos que a temperatura ambiente cambian de fase, como ocurre con los gases licuados del petróleo (GLP), suele ser frecuente la formación de burbujas que producen error en la medida.

Una forma de eliminar el problema es instalar el transmisor por encima de las bridas de orificio, tal como muestra la Figura 6.4, para que las ramas estén permanentemente llenas de gas. Para ello se puede recurrir a instalar acompañamiento de vapor a las líneas, de forma que la temperatura que alcance el producto en el interior sea la adecuada para mantenerse en fase vapor.

Si además de lo anterior quedase alguna gota de líquido, éste se trasladaría hasta la tubería de proceso al tener las líneas de conexión, en los tramos horizontales, una pendiente o inclinación del 6 % descendente en la dirección de las flechas que aparecen en la Figura 6.4.

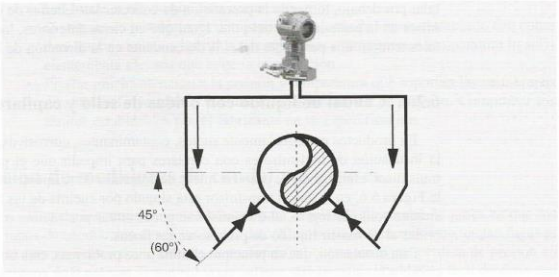


Figura 6.4

6.2.3. Caudal de líquido con potes de sello

Cuando el producto a medir es muy sucio, o fácilmente congelable a temperatura ambiente, se recurre a la instalación de potes para ser llenados con líquido más denso que el producto, tal como aparece en la Figura 6.5. Recordemos que en las líneas de conexión de los transmisores no existe circulación de líquido sino que se encuentra en reposo, por lo que estas líneas alcanzan la temperatura ambiente.

Cuando se trata de productos congelables se puede recurrir a la instalación de líneas de acompañamiento de vapor para conseguir la temperatura necesaria en el producto, impidiendo que éste llegue a congelarse, o llenar los potes de líquido anticongelante. Si se trata de productos sucios, es preferible llenar los potes con líquido de sello.

En la Figura 6.5, por tratarse de un ejemplo, se ha representado una instalación con los potes situados por encima de las bridas de orificio, aunque también se pueden ins-

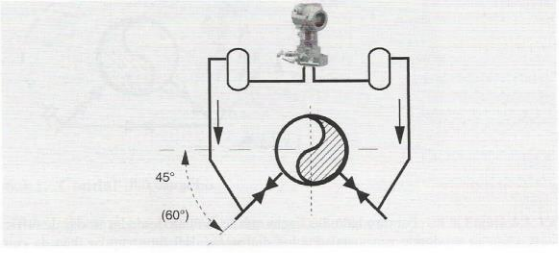


Figura 6.5

talar por debajo, tomando la precaución de conectar las tuberías de conexión al transmisor en la parte inferior del pote. Igual que en casos anteriores, los tramos horizontales tendrán una pendiente del 6 % descendente en la dirección de las flechas.

6.2.4. Caudal de líquido con bridas de sello y capilares

En productos extremadamente sucios, contaminantes, corrosivos, etc., se recurre a la instalación de transmisores con capilares para impedir que el producto llegue al transmisor, eliminando de paso las líneas de conexión. Este tipo de montaje aparece en la Figura 6.6, en la que el transmisor está situado por encima de las bridas de orificio, aunque como es lógico, el transmisor se puede situar por encima o por debajo de las bridas al no existir líquido de proceso en las líneas.

Esta instalación, que en principio elimina unos problemas, crea otros diferentes asociados a los sistemas de capilar, entre los que se pueden citar como más importantes:

- La presión del líquido del proceso no llega directamente a las cámaras del transmisor, sino a la membrana que existe en la brida de conexión, desde donde ha de transmitirse hasta el sensor a través de un fluido intermedio, normalmente silicona.
- Dependiendo del tipo de fluido de relleno y la longitud del capilar se produce un retardo de primer orden en la apreciación de las variaciones de caudal.
- Los cambios en la temperatura originan errores que son función del coeficiente de dilatación del fluido interno. Este fenómeno se agrava si, por ejemplo, un capilar está sometido a la acción solar y el otro no lo está debido al recorrido de los mismos.

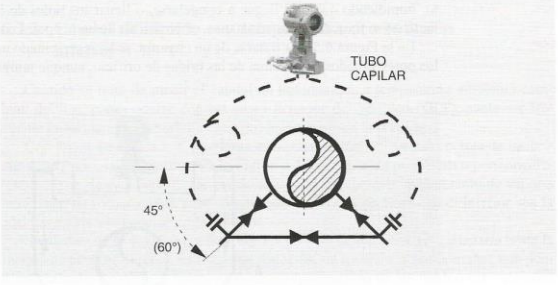


Figura 6.6

Por otro lado, las líneas que se montan desde las bridas de orificio hasta las bridas donde van instalados los diafragmas del tubo capilar, han de cumplir una serie de requisitos, entre los que se pueden citar los siguientes:

- Las líneas serán cuanto más cortas mejor.
- Si se trata de instalaciones con acompañamiento de vapor, el traceado con cobre dará varias vueltas a las bridas de sello para mantenerlas a temperatura lo suficientemente elevada que evite la congelación.
- Prestar mucha atención a la presión y temperatura que soportan las membranas de sello, refiriéndolas a las condiciones del fluido de proceso. Comprobar los límites establecidos por el fabricante en su especificación.

6.3. Instalación de medidores de caudal para gases

Uno de los requerimientos básicos para la medida de caudal de gases es que los tubos de conducción desde las bridas de orificio hasta el transmisor no tengan fugas ni se formen bolsas de líquido en su recorrido, al objeto de evitar pérdida de presión en alguna de las ramas. Esto parece obvio, pero así como en líquidos es fácil detectar una fuga, en los gases no es tan sencillo debido a la fase en la que se encuentra el fluido.

Igual que ocurre con los líquidos, las tuberías deben tener inclinación en los tramos horizontales con la pendiente hacia la tubería principal de proceso, evitando puntos bajos que puedan llenarse con líquido procedente de la condensación y formar sellos hidráulicos. En general, si se mide gas seco se puede instalar el transmisor por encima o por debajo de la tubería de proceso, pero si se trata de gas húmedo es preferible instalarlo por encima, o bien utilizar potes de condensación, como se verá más adelante.

La Figura 6.7 muestra una instalación ideal para gases, aunque no siempre es posible realizar este tipo de instalación por motivos de espacio entre tuberías adyacentes, por lo que se recurre a conectar las tomas primarias con inclinación de 45 o 60 grados con respecto al eje horizontal. En esta misma figura aparece un detalle de conexión en tubería vertical para gas seco. Si el gas es húmedo se debe instalar en un tramo donde la dirección del flujo sea hacia abajo, al objeto de facilitar el arrastre de las gotas de líquido que puedan formarse.

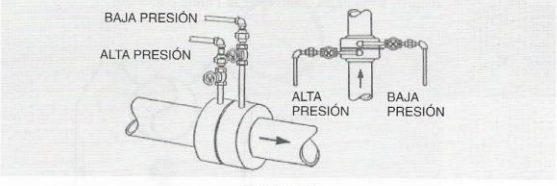


Figura 6.7

6.3.1. Caudal de gas seco

Este tipo de montaje es el más habitual, estando representado en la Figura 6.8. En este caso, al no existir posibilidad de condensación no es necesario que se siga estrictamente la norma de instalar las tuberías de unión al transmisor con inclinación. De

todas formas no es mala práctica realizar todos los montajes con inclinación para evitar sorpresas posteriores durante el funcionamiento de la planta. No hay que olvidar que la vida útil de una instalación son muchos años, en los cuales se pueden producir modificaciones con respecto a las condiciones de proceso original.

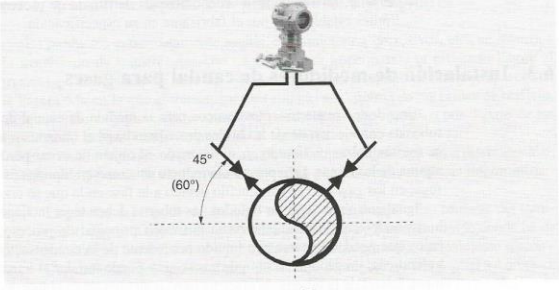


Figura 6.8

6.3.2. Caudal de gas húmedo

Si el transmisor está por encima de las tomas vale lo dicho en el apartado anterior. En algunas ocasiones hay que medir el caudal de gases condensables, teniendo además que situar el transmisor por debajo de la tubería de proceso como consecuencia de algún condicionante de espacio utilizable para la instalación. En este caso se puede recurrir a montajes como el de la Figura 6.9.

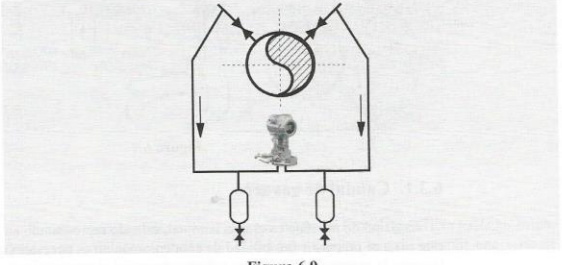


Figura 6.9

Como se puede ver, la inclinación en este caso de las tuberías de conexión no está realizada hacia la línea de proceso sino hacia el punto más bajo de la instalación, donde se han colocado unos potes de recogida de condensado. Como es lógico, el líquido acumulado en estos potes debe ser eliminado con una frecuencia que dependerá de la cantidad de gas que condense.

6.3.3. Caudal de gas con potes de sello

Cuando el producto a medir es incompatible con el material del transmisor, por ejemplo si se trata de gases corrosivos que además pueden condensar, se recurre a la instalación de potes para ser llenados con líquido de sello, tal como aparece en la Figura 6.10. Algunos gases corrosivos, por ejemplo sulfhídrico, son más activos en presencia de agua.

En la Figura 6.10, por tratarse de un ejemplo, se ha representado una instalación con los potes situados por encima de las bridas de orificio, aunque también se pueden instalar por debajo. La única condición que debe tenerse en cuenta es la de situar las conexiones hacia el transmisor en la parte inferior del pote de sello. De esta forma siempre existirá un cierre hidráulico entre el transmisor y el gas de proceso.

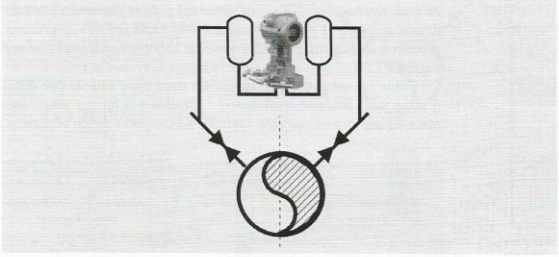


Figura 6.10

6.4. Instalación de medidores de caudal para vapor

Empezaremos por aclarar que por vapor se entiende el de agua, puesto que a veces se utiliza el término vapor para lo que en apartados anteriores se ha denominado gas de proceso o vapores de hidrocarburo.

Según L. K. Spink, los elementos básicos para la medida de vapor son los mismos que para líquidos, aunque con un problema adicional, como es la diferencia de densi-

dad entre el fluido de proceso (vapor) y el líquido que existe en las tuberías de conexión (condensado). Esto hace necesaria la utilización de potes de condensación, cuyo cometido principal es el de mantener la misma altura de líquido sobre ambas cámaras del transmisor.

La Figura 6.11 muestra un montaje típico con potes para la medida de vapor. Como puede verse, los potes están situados a la misma altura que las tomas de presión, que a su vez están colocadas de forma horizontal.

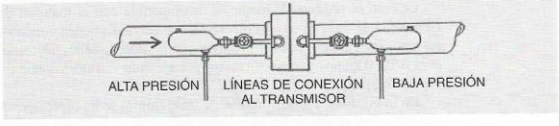


Figura 6.11

La Figura 6.12 muestra otro tipo de montaje para medida de caudal de vapor. Tanto los potes de la Figura 6.11 como de la 6.12 operan con aproximadamente la mitad de su capacidad llena de condensado, ofreciendo la mayor superficie al estar colocados en posición horizontal. La otra mitad del pote se encuentra llena de vapor que al condensar desplaza el exceso de condensado hacia la línea de proceso. Esto hace que se produzca un flujo en contracorriente de vapor y condensado en la línea vertical de la Figura 6.12 o en la horizontal de la Figura 6.11.

Como norma general el transmisor debe estar situado por debajo de las tomas de presión y los potes de condensación situados a la misma altura. En caso de instalar la placa de orificio en posición vertical, ambos potes deben situarse a la cota de la toma

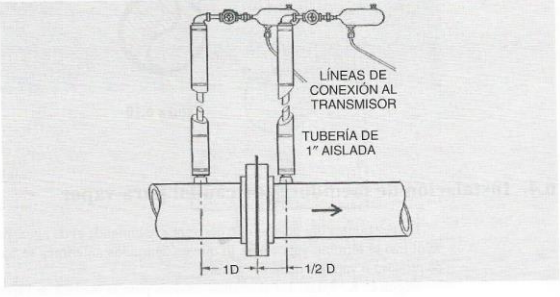


Figura 6.12

situada más alta, para que la altura hidrostática sea la misma en ambas cámaras del transmisor. En aquellas instalaciones donde el transmisor se deba situar por encima de la línea de proceso, los potes han de ser colocados por encima del transmisor.

Cuando se trata de medir vapor para medidas fiscales o bien para realizar balances debe utilizarse alguno de los dos tipos de montaje anteriores. Sin embargo es muy frecuente que para medidas internas de planta se utilicen montajes como el de la Figura 6.13, incluso a veces se ven instalaciones en las cuales no existen potes de condensación.

Como se puede ver en la Figura 6.13, existen tres partes diferenciadas en la instalación de las líneas de conexión al transmisor. La primera está formada por el tramo comprendido entre las tomas primarias y el pote de condensación. En ella existe un flujo en contracorriente de vapor y condensado, por lo que debe permanecer suficientemente caliente para no condensar en este tramo de tubería sino en el pote. Para ello, este tramo debe estar protegido con calorifugado. La segunda parte es el propio pote de condensación, el cual debe permanecer descubierto para facilitar la condensación. Por último el tramo comprendido entre el pote y el transmisor debe disponer de acompañamiento de vapor y calorifugado para impedir que se congele durante periodos de tiempo frío.

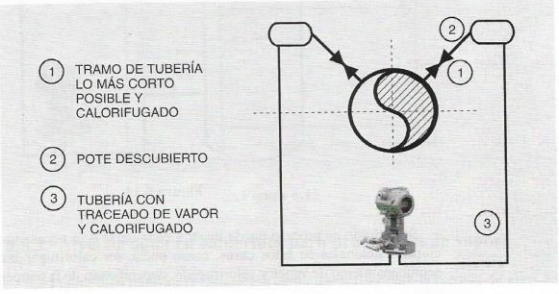


Figura 6.13

Es muy frecuente que los medidores de vapor tengan problemas de medida. En este caso lo primero que es necesario revisar es la propia instalación del transmisor porque, en una gran cantidad de casos, el problema está localizado en la instalación.

6.5. Instalación para medidores de nivel

Aunque existe gran cantidad de elementos para la medida de nivel, en este apartado nos vamos a limitar a la instalación de los que están basados en la medida de pre-

sión diferencial por medio de un transmisor. Como se sabe, si se elimina la presión estática, es decir, la presión existente en condiciones normales de operación en un recipiente, la altura de líquido se puede inferir a partir de la presión diferencial entre la zona inferior del recipiente, normalmente en fase líquida, y la parte superior, normalmente en fase gas.

6.5.1. Nivel de líquido con temperatura de ebullición superior a 40 °C

Éste es el caso más habitual y su instalación puede verse en la Figura 6.14. A temperatura ambiente, la rama positiva o de alta presión estará llena de líquido y la rama negativa o de baja presión estará llena de gas.

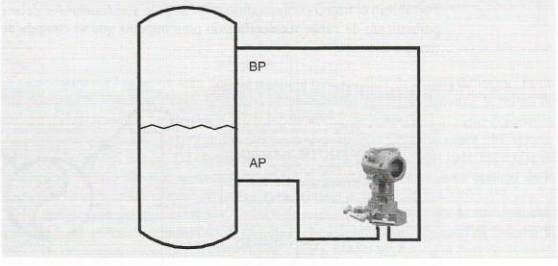


Figura 6.14

Si el fluido de proceso puede llegar a congelarse será necesario tomar las precauciones adicionales en estos casos, como puede ser calorifugar las líneas o instalar acompañamiento de vapor y calorifugado, dependiendo de la temperatura de congelación.

En el caso en el que pueda existir condensación en la rama negativa, o bien se utilice para medidas de interfase, se debe llenar la rama negativa con un producto más denso que el de proceso y realizar los cálculos necesarios en la calibración del transmisor.

6.5.2. Nivel de líquido con temperatura de ebullición inferior a 40 °C

Éste es un caso especial que se utiliza sobre todo en recipientes instalados en plantas petroquímicas para la medida de nivel de: etileno, propileno, etc. Su instalación

aparece en la Figura 6.15 y tiene como particularidad la de que las dos ramas están en fase gas.

Para ello se debe prolongar la toma inferior con un tubo horizontal de al menos 500 mm de longitud, con objeto de que en este tramo se efectúe el cambio de fase del producto y llegue en fase gas al extremo donde empieza la vertical. Si parte del tramo vertical de la rama positiva se encuentra en fase líquida se producirá un error en la medida por estar calculando mal la diferencia de presión entre ambas ramas.

A su vez, dependiendo del punto de ebullición del producto, será necesario complementar la instalación de la forma siguiente:

- Entre –10 y 40 °C es necesario que el tramo horizontal se acompañe con vapor y calorifugado, a fin de asegurar el cambio de fase.
- A temperatura inferior a –10 °C de punto de ebullición no es necesario traceado de vapor, por cambiar de fase a temperatura ambiente.

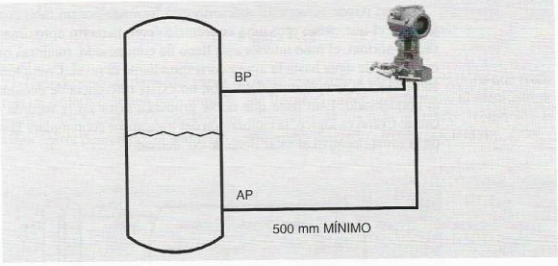


Figura 6.15

6.5.3. Nivel de agua en calderines para producción de vapor

La Figura 6.16 muestra la instalación de un transmisor para la medida de nivel de agua en un calderín para la producción de vapor. Como se sabe la rama negativa del transmisor está llena de condensado de vapor, mientras que la positiva lo está de agua a diferente temperatura.

Como se vio en otro capítulo, es necesario llevar a cabo un cálculo de la diferencia de presión a aplicar en la calibración del transmisor en función de la presión a la que se produce el vapor. Por otro lado, en la instalación se incluye una línea de comunicación entre las dos ramas del transmisor, donde la rama negativa aún es vapor, para equilibrar la presión estática existente en el interior del calderín, así como para intentar establecer una igualación de temperatura entre ambas ramas.

En cualquier caso es muy fácil tener un error permanente en la medida del nivel, aunque por tratarse de una medida con cierta tolerancia, no es demasiado crítica su exactitud.

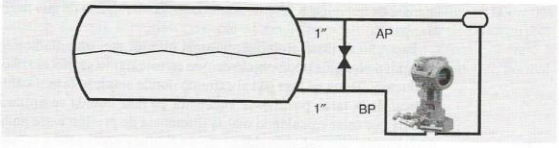


Figura 6.16

6.5.4. Nivel de agua en calderines de vapor con equilibrio térmico

La Figura 6.17 muestra una instalación en la que se incluye un accesorio que, en condiciones normales de operación, mantiene equilibradas las temperaturas en las dos ramas.

Como puede verse, este accesorio está formado por un tubo con diámetro entre 4 y 6" en el que existe otro tubo concéntrico con diámetro aproximado de 1". En operación normal, el tubo interior está lleno de condensado, mientras que el tubo exterior está lleno de agua hasta la altura correspondiente al nivel. Como todo el conjunto está sometido a la temperatura del vapor, no existe diferencia de densidad entre el agua y el condensado. Esto hace que no se produzca error en la medida del nivel por esta causa. Como es lógico, la calibración del transmisor contemplará la supresión de rango de la rama negativa al estar llena de condensado.

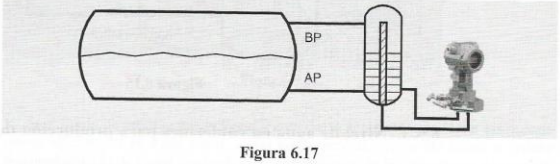


Figura 6.17

6.6. Instalación de medidores de presión

La instalación de instrumentos de presión es la que tiene menos complicaciones, aunque se deben tener en cuenta algunos detalles, como son:

- La toma de presión debe tener el suficiente diámetro interior para que la medida no se vea afectada por las posibles variaciones en el proceso.
- La tubería hasta el elemento de medida debe tener también suficiente diámetro para evitar obstrucciones y retardos en la medida.
- Debe existir una válvula de bloqueo cerca de la toma primaria, al objeto de aislar el medidor para realizar operaciones de mantenimiento.

La Figura 6.18 muestra un esquema típico de conexión de un instrumento de presión, concretamente un manómetro, aunque puede ser válido para cualquier otro tipo de elemento, como transmisor o presostato. En este caso la válvula de bloqueo sirve también como aislamiento del elemento de medida. Cuando la línea tiene mayor longitud se debe instalar otra válvula cerca del elemento de medida, o bien un *manifold* especial para elementos de presión compuesto por dos válvulas, bloqueo y purga.

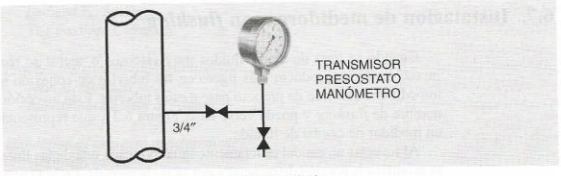


Figura 6.18

Cuando se trata de medir vapor de agua se recurre a instalar accesorios que realicen un sello hidráulico para impedir que llegue el vapor directamente al elemento de medida. La Figura 6.19 muestra dos accesorios de los más utilizados, como son el sifón (parte derecha) y el conocido como «rabo de cerdo» (parte izquierda).

Figura 6.19

Otros accesorios que se utilizan cuando el fluido de proceso no puede estar en contacto con el elemento de medida son los sellos químicos. La Figura 6.20 muestra un manómetro con un sistema de sello incorporado, así como una sección del mismo. El sistema se adapta igual a un transmisor.

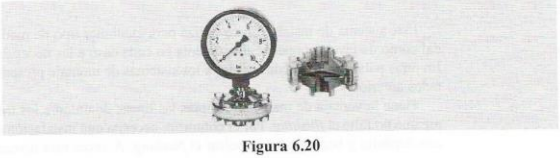


Figura 6.20

Estos sellos transmiten la presión de proceso hasta el medidor y se aplican cuando se tiene alguna de las condiciones siguientes:

- El fluido de proceso es altamente corrosivo o viscoso.
- El fluido de proceso tiende a cristalizar o polimerizarse.
- Existe una temperatura muy alta en el proceso a medir.

6.7. Instalacion de medidores con *flushing*

Cuando se trata de medir fluidos muy viscosos o sucios se recurre a veces a la inyección de un producto más ligero en las tuberías de conexión al transmisor para impedir que el fluido de proceso pase a estas tuberías. Esta inyección se conoce con el nombre de *flushing* y puede verse en la Figura 6.21, que representa la instalación de un medidor de caudal de líquido.

Al inyectar un caudal exactamente igual por cada una de las líneas de conexión no se modifica la presión diferencial y por tanto la medida. En la Figura 6.21 se ha representado un sistema con rotámetros en los cuales se puede ajustar el caudal de paso, aunque en otras ocasiones se instalan orificios de restricción calibrados para un caudal constante, de forma que no es necesario realizar ningún ajuste en el caudal de paso.

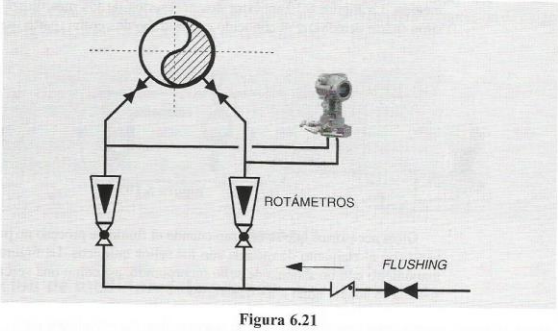


Figura 6.21

Este sistema de instalación se utiliza para cualquier tipo de medida, tanto de caudal como de nivel o presión, adaptándola en cada caso a las necesidades del medidor. En otras palabras, se puede acoplar a los sistemas de montaje presentados en los apartados anteriores.

Tiene la ventaja de mantener limpias las líneas de unión a los transmisores, siempre que no falte el *flushing*. Por el contrario, necesita una instalación adicional, a veces con depósito y bomba para impulsar el *flushing*. A veces esta inyección puede modi-

ficar las propiedades del producto de proceso, por ejemplo, si es necesario medir la viscosidad, ésta puede quedar modificada por la inyección del *flushing*.

Bibliografía

Principles and practice of flow meter engineering, 9th Edition
Leeland K. Spink
The Foxboro Company

Process instrumentation Manifolds
John E. Hewson
Instrument Society of America

Handbook of pressure measurement
Hermann Julien
Alexander Wiegand GmbH & Co

Transmisores de presión y presión diferencial
John E. Medcalf
Rosemount España, S. A.

7

Transmisión de señales

7.1. Lazo típico de control

En otros capítulos aparecen algunas de las diferentes formas existentes para detectar la medida de las variables de proceso, tales como caudal, nivel, temperatura, etc. Asimismo, se ha mencionado que las medidas se transmiten por medio de señales estándar, generalmente de 4 a 20 mA, tanto del transmisor al controlador como desde éste al elemento final de control. La señal de 4 a 20 mA está generada partiendo de una fuente de alimentación en corriente continua, cuya tensión de salida suele ser 24 Vcc.

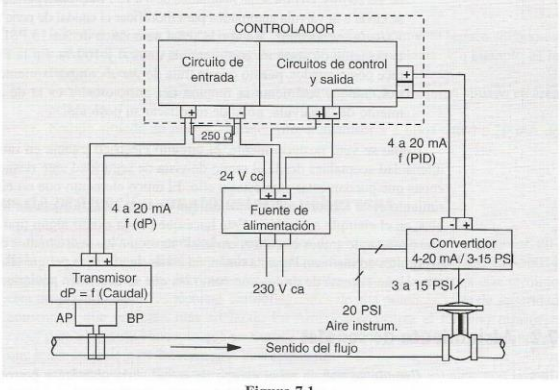


Figura 7.1

La Figura 7.1 muestra un lazo típico de control de caudal con todos los elementos que lo componen, tanto desde el punto de vista de proceso como de conexionado eléctrico. A continuación se describe, de forma simplificada, el comportamiento de cada uno de los elementos que componen el lazo.

- *Placa de orificio.* Es el elemento sensor y detecta una diferencia de presión proporcional al caudal de paso por la tubería de proceso.
- *Transmisor.* Convierte la diferencia de presión detectada entre ambos lados de la placa de orificio en una señal eléctrica de 4 a 20 mA. Se alimenta por medio de un circuito de 2 hilos con una diferencia de potencial de 24 Vcc procedente de la fuente de alimentación. Para evitar el efecto de caída de tensión en la línea, la medida de caudal depende de la intensidad de paso, la cual se ve modificada en el circuito interno del transmisor en función de una cierta resistencia variable, capacidad variable, etc., dependiendo de su principio de funcionamiento.
- *Controlador.* Realmente el circuito interno de control trabaja con tensión variable. Para ello, en las bornas de entrada se conecta una resistencia fija de 250 ohmios, entre cuyos extremos, aplicando la ley de Ohm $V = R * I$, se obtiene la diferencia de potencial de 1 a 5 voltios proporcional a la señal de 4 a 20 mA.

$$250\ \Omega * 4\ mA = 1.000\ mV = 1V$$
$$250\ \Omega * 20\ mA = 5.000\ mV = 5V$$

  Por medio de este sistema se elimina el efecto de caída de tensión en la línea, al generarse la tensión justo en las bornas de entrada al controlador.
- *Convertidor.* Convierte la señal de salida del controlador, comprendida en el rango de 4 a 20 mA, en otra señal neumática de 3 a 15 PSI (*Pound per Square Inch*), la cual se envía a la válvula automática para modificar el caudal de paso por la tubería.
- *Válvula automática.* Recibe la señal neumática de 3 a 15 PSI y la convierte en la posición de apertura comprendida entre 0 y 100 %. En la Figura 7.1 no aparece posicionador, puesto que se trata de ver el comportamiento del lazo de control, aunque realmente la función del posicionador es la de acelerar el movimiento de la válvula, no la de modificar su posición.

Como se verá posteriormente, el circuito eléctrico trabaja en rangos de tensión e intensidad aceptables desde el punto de vista de seguridad ante riesgo de explosión en zonas que puedan estar expuestas a ello. El único elemento que no cumple este requerimiento es la fuente de alimentación que opera a tensión fuera de los límites admisibles, en el ejemplo a 230 Vca. Esto hace que pueda existir algún tipo de fallo eléctrico que comunique ambos circuitos, enviando tensión a los instrumentos de campo fuera de los límites admisibles. Por esta razón, en áreas clasificadas peligrosas, es necesario instalar algún sistema de protección como los que se describen posteriormente.

7.2. Aislamiento de señales

Cuando se trabaja en el campo de la industria química o petroquímica, hay que tener en cuenta el factor de riesgo de explosión. Como consecuencia es necesario ins-

talar algún sistema que aísle la zona segura de la zona peligrosa, o lo que es igual, los equipos instalados en panel y campo respectivamente. Básicamente existen dos tipos de aislamiento de señales:

- *Flame proof* o prueba de llama (En América *explosion proof*).
- Seguridad intrínseca.

El primero de ellos se utiliza siempre que las condiciones de tensión, intensidad o calor producido por los elementos conectados, superen los límites permitidos por las Normas CENELEC, o cualquier otra que se utilice en cada caso en concreto. Este tipo de instalación requiere que las conexiones se realicen a través de cajas, prensas, etc., que cumplan con la reglamentación aplicable al caso. El segundo sistema, y más utilizado, se basa en instalar elementos primarios y finales con certificación de seguridad intrínseca, es decir, que sus parámetros no superen los límites fijados por las Normas CENELEC (Comité Europeo para Normalización Electrotécnica), como son:

- Tensión: 30 Voltios.
- Intensidad: 50 Miliamperios.

Dependiendo de la tecnología utilizada al desarrollar la ingeniería del sistema, los elementos mencionados pueden ser conectados a través de Barreras de Seguridad Zener o Aisladores Galvánicos. Las señales digitales se conectan a través de relés repetidores de señal, convenientemente certificados. En los apartados siguientes se describen, de forma simplificada, las características de cada uno de los tipos de conexión mencionados. De forma simple, un sistema intrínsecamente seguro puede ser dividido en tres partes:

- Interfase, en zona segura, entre el equipo no intrínsecamente seguro situado en panel y el sistema intrínsecamente seguro situado en planta. Un ejemplo es la Barrera Zener.
- Cableado, cajas y accesorios para unir la interfase con el equipo situado en área peligrosa.
- Equipo situado en planta. Por ejemplo, transmisor a 2 hilos con 4 a 20 mA de señal.

7.3. Métodos de protección en atmósferas peligrosas

El término genérico para todos los métodos de protección es *explosion proof*, utilizándose el símbolo «Ex» para todas las técnicas. La norma CENELEC EN-50014 engloba los aspectos que son comunes a todas ellas, pero en la práctica este término está desplazado hacia las técnicas antideflagrantes de alta potencia y las de seguridad aumentada que se verán más adelante. En América se utiliza el término *explosion proof* para el mismo concepto que en Europa se denomina *flame proof*, por lo que hay que tener cuidado para interpretarlo correctamente.

A continuación se describen los métodos de protección más usuales, con la indicación de los símbolos correspondientes.

- *Presurización (Ex p).* Es un tipo de protección por el que se evita que la atmósfera que rodea a la caja envolvente de un aparato penetre en el interior de la misma, manteniendo un gas inerte de protección en el interior a una presión superior a la que rodea a la caja. Se utiliza en equipos de análisis y otras áreas donde el uso de otras técnicas sería imposible.
- *Envolventes a prueba de explosión (Ex d).* Es la técnica de protección *flame proof*, en la cual, las partes que pueden inflamar una atmósfera explosiva se colocan dentro de una caja envolvente capaz de resistir la presión desarrollada durante la explosión interna de la mezcla explosiva, y evitar la transmisión de la explosión a la atmósfera peligrosa que rodea la caja. Esta técnica se utiliza para instrumentos cuyo nivel de potencia es muy alto y no puede ser eliminado.
- *Seguridad aumentada (Ex e).* Esta técnica obtiene la seguridad aplicando medidas adicionales al equipo para que incremente la protección ante la posibilidad de excesiva temperatura y la concurrencia de arcos o chispas. En la práctica se traduce en una construcción robusta, aislamiento adicional y buena protección mecánica.
- *Seguridad intrinseca (Ex i).* Es una técnica de protección por la que los aparatos que contienen circuitos diseñados bajo este concepto, son incapaces de ocasionar la explosión de la atmósfera que los rodea, limitando la energía y temperatura superficial. A su vez dispone de dos estándar aplicables, como son:
  - **«ia».** Donde la seguridad se mantiene hasta con dos fallos producidos.
  - **«ib».** Donde la seguridad se mantiene con un solo fallo producido.

7.3.1. Clasificación de áreas peligrosas

Los códigos utilizados por los distintos fabricantes subdividen las áreas peligrosas en zonas:

- *Zona 0.* En la que una mezcla explosiva de gas y aire está presente continuamente o durante largos periodos de tiempo.
- *Zona 1.* En la que una mezcla explosiva de gas y aire es probable que se encuentre en operación normal.
- *Zona 2.* En la que una mezcla explosiva de gas y aire no es probable que se encuentre en operación normal, y si lo hace, solamente estará por un período de tiempo corto.

Por exclusión, cualquier lugar de la planta que no sea área peligrosa será zona segura, o área no peligrosa.

7.3.2. Agrupamiento de aparatos y gases

El agrupamiento internacional realizado a los gases y aparatos asigna el número romano «I» a las actividades de minería bajo tierra, donde el riesgo predominante es el metano y polvo de carbón. Todos los equipos instalados en industrias de superficie están marcados con el número romano «II».

Los grupos de gases se subdividen en:

- **II A.** Propano
- **II B.** Etileno
- **II C.** Hidrógeno, Acetileno

7.3.3. Clasificación de temperaturas

Las mezclas de gases y aire pueden inflamarse por contacto con una fuente de calor superficial. Consecuentemente, todos los aparatos eléctricos utilizados en atmósferas peligrosas deben ser clasificados de acuerdo a su máxima temperatura superficial.

Es importante hacer notar que no es lo mismo punto de inflamación (*Flash Point*), que temperatura de ignición. Temperatura de inflamación es la más baja a la cual un líquido desprende suficiente vapor para que se produzca la ignición instantánea cuando el vapor se pone en contacto con una chispa eléctrica o llama. Esta temperatura es apreciablemente más baja que la de ignición, la cual corresponde a la que se desprenden vapores para mantener combustión continua al ponerse en contacto con una superficie caliente. Por ejemplo, el keroseno tiene un punto de inflamación de aproximadamente 40 °C y una temperatura de ignición de aproximadamente 210 °C.

La temperatura de clasificación siempre debe estar por debajo de la correspondiente a la de ignición. La clasificación es la siguiente:

Clase	Temp. °C	Clase	Temp. °C	Clase	Temp. °C
T 1	450	T 3	200	T 5	100
T 2	300	T 4	135	T 6	85

7.3.4. Marcado o etiquetado de los instrumentos

Todos los equipos se diseñan y certifican para cumplir tres criterios, dos de los cuales son comunes a todas las técnicas. Estos criterios son:

- Clasificación de área.
- Clasificación de gases (específico de seguridad intrínseca).
- Clasificación de temperatura.

Así, un equipo certificado para ser instalado en área peligrosa de alto riesgo donde pueden estar presentes gases del grupo del hidrógeno y apropiado para temperatura de ignición inferior a 135 °C, debe ser marcado según CENELEC como:

EEx ia IIC T4

La notación EEx significa que se trata de normalización europea.

EEx....II	Equipo a prueba de explosión
ia	Intrínsecamente seguro
C	Sin limitación para ningún gas o vapor
T4	Máxima temperatura superficial de 135 °C

7.3.5. Sistema de protección IP

La protección IP (*Ingress Protection*), se suele denominar protección contra polvo y agua y no debe confundirse con las técnicas contra explosión, puesto que sólo está diseñada para indicar el grado de protección ante:

- Contacto y entrada de cuerpos sólidos extraños.
- Entrada de líquido.

La codificación es IP-NN, siendo NN dos números cuyo significado es el siguiente:

- Primer número (Cuerpos extraños sólidos): 0 al 6.
- Segundo número (Entrada de líquidos): 0 al 8.

Cada uno de los números anteriores corresponde a un tipo de protección. Aquí sólo se menciona, a modo de ejemplo, que la protección más alta que se suele utilizar para los instrumentos es la IP-65, y la que se conoce como a prueba de intemperie (*weather proof*), se asocia a la protección IP-54.

7.4. Barreras Zener

De acuerdo al concepto de seguridad intrínseca, los equipos situados en área peligrosa deben estar certificados como intrínsecamente seguros o ser aparatos simples, es decir, no almacenadores de energía en cantidad suficiente para ser peligrosos.

Cuando los equipos están conectados por medio de cableado a una fuente de alimentación situada en área segura, deben ser considerados los posibles fallos del sistema de alimentación al evaluar la seguridad de los equipos de área segura, área peligrosa y su cableado.

Una de las técnicas para separar el área peligrosa de la segura es la utilización de barreras Zener como la que aparece en la Figura 7.2, de tal forma que éstas determinen una línea de separación más allá de la cual se deban tomar precauciones en el cableado.

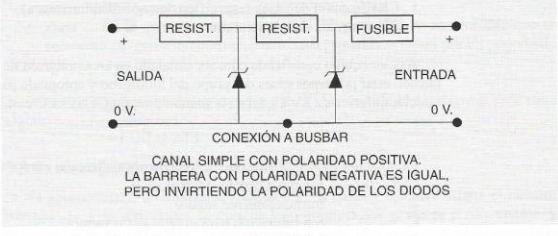


Figura 7.2

7.4.1. Funcionamiento

Por medio de las barreras Zener se elimina la necesidad de utilizar aparatos certificados en área segura. Este sistema de interfase entre áreas peligrosa y segura proporciona dos funciones de protección básicas:

- Limita la corriente y voltaje que pasan al área peligrosa a niveles por debajo de los que pueda producirse la ignición de la atmósfera explosiva.
- Deriva cualquier fallo en el circuito a través de pasos que impiden la presencia de voltajes peligrosos en el área peligrosa.

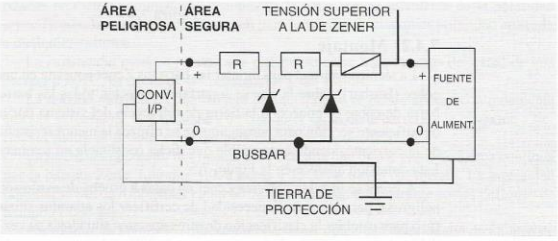


Figura 7.3

La Figura 7.3 muestra la acción de una barrera Zener ante un fallo en el circuito eléctrico de alimentación. En ella puede verse, en línea gruesa, el paso de la corriente cuando se aplica un voltaje que excede la tensión Zener del diodo. De esta forma la corriente capaz de pasar al área peligrosa está limitada por la resistencia final de la barrera y del cableado. Si el fallo de la corriente que fluye por el diodo persistiera durante un período de tiempo apreciable, los componentes no serían capaces de soportar el exceso de carga. Para ello se incorpora un fusible en la barrera de seguridad, con objeto de proteger al diodo Zener. El conjunto de fusible, diodos y resistencias constituye lo que se denomina habitualmente barrera Zener.

Recordemos someramente el funcionamiento del diodo Zener. Este diodo, cuando está polarizado en sentido directo, se comporta como un diodo normal. Si se invierte la polaridad de la tensión aplicada, fluye a través del mismo una corriente de fuga de algunos microamperios. Esta corriente es independiente de la tensión aplicada en un intervalo bastante amplio. Si se aumenta la tensión, se alcanzará un valor para el que la corriente aumenta bruscamente. La tensión a la cual se produce este cambio se denomina tensión de ruptura o efecto Zener, por estar descrita en la teoría de Zener sobre fenómenos de ruptura en dieléctricos. La Figura 7.4 muestra una curva característica de tensión Zener.

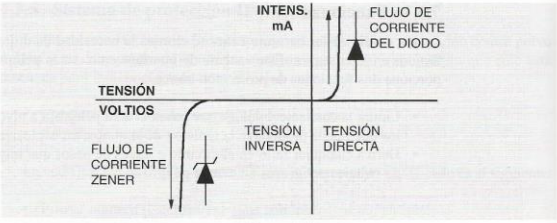


Figura 7.4

7.4.2. Montaje

La técnica habitual para montar las barreras Zener consiste en instalar una barra de cobre (Busbar), sobre la que se soportan y conectan todas las barreras utilizadas. La barra de cobre se conecta a la tierra de referencia del sistema por medio de un cable de suficiente sección para conseguir que se ofrezca la menor resistencia posible al paso de la corriente, siendo aconsejable que dicha resistencia no sea mayor de 0.1 Ohmio. Esta conexión aparece en la Figura 7.5.

A veces se instalan barreras Zener en cajas a prueba de explosión situadas en zona peligrosa, para eliminar la necesidad de certificar los aparatos situados en zona segura, o para cambiar la clasificación de otros aparatos situados a su vez en área peligrosa, debiendo ser estudiado cada caso para cumplir con los conceptos de seguridad intrínseca.

En la Figura 7.5 se puede ver el conjunto de barreras Zener y el conexionado necesario para aislar las señales de un lazo de control típico conectado al sistema de con-

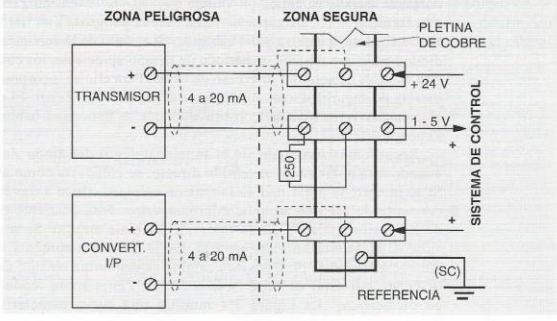


Figura 7.5

trol. Las conexiones de los extremos corresponden a la entrada y salida de señal, mientras que la conexión central está unida a la pletina de cobre (Busbar).

7.4.3. Terminología

Los parámetros descriptivos de una barrera, por ejemplo «10 V, 50 W, 220 mA», se refieren a la tensión máxima del diodo Zener, el valor mínimo de su resistencia y la corriente máxima de cortocircuito respectivamente. Son una indicación de la energía de fuga que se puede desarrollar en la zona peligrosa y no de la tensión de trabajo o de la resistencia punta a punta.

La *polaridad* de las barreras puede ser «+», «–» o «*c.a.*» (sin polaridad). Las polarizadas reciben o suministran tensiones de la zona segura solamente de la polaridad especificada. Las no polarizadas sirven para tensiones de cualquier polaridad aplicada a cualquier extremo.

La *resistencia punta a punta* es la que existe entre los extremos del canal de una barrera a 20 °C, es decir, de las resistencias y del fusible.

La *tensión máxima* de una barrera es aquella que se puede aplicar continuamente entre el extremo de la zona segura de cualquier canal de la barrera y la conexión a tierra, sin fundir el fusible a una temperatura ambiente de 20 °C.

La *intensidad nominal* del fusible es la máxima que puede pasar de forma continua por la barrera Zener (durante 1.000 horas a 35 °C) a través del mismo. La intensidad nominal se puede sobrepasar en un 60 % aproximadamente durante cortos perÍodos de tiempo (1.000 seg).

Por último, la Figura 7.6 muestra un esquema típico de conexionado de un lazo de control al sistema de control, protegido con barreras de seguridad Zener.

Puede apreciarse que la señal del transmisor tiene una barrera de 28 V en el hilo positivo porque la fuente de alimentación suministra 24 VCC; sin embargo, el hilo de retorno tiene una barrera de 10 V. Esto es así porque la intensidad que circula por el circuito del transmisor es de 4 a 20 miliamperios que al atravesar una resistencia de 250 ohmios se convierte en una tensión de 1 a 5 Voltios que realmente es la que llega al circuito de medida de la variable de proceso (PV).

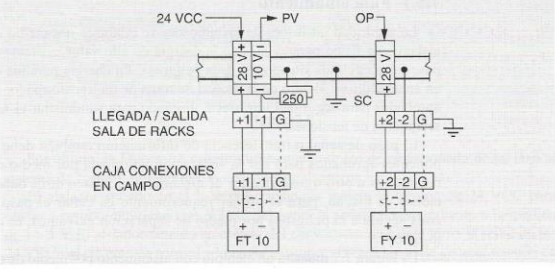


Figura 7.6

La señal de salida hacia el convertidor solamente tiene una barrera de 28 V porque la tensión de salida del sistema de control proviene de una fuente de 24 VCC a través del hilo positivo, mientras que el retorno está conectado a potencial cero en el común de señal del sistema (SC). Los cables suelen estar colocados dentro de una pantalla que los protege de las posibles inducciones que puedan producirse en el recorrido de los mismos. Esta pantalla se va uniendo en todos los tramos del recorrido por medio de la borna de tierra (G), y se conecta solamente en un punto del sistema, que suele ser la sala de control, para descargar la tensión inducida al sistema de tierra de protección.

Muchas aplicaciones prácticas de seguridad intrínseca dependen del uso de barreras Zener. Este tipo de interfase tiene ciertas limitaciones, entre las que se pueden citar como más importantes:

- Requieren una tierra de alta integridad para derivar todos los posibles fallos en la corriente del circuito.
- Conectan juntos los circuitos de áreas peligrosa y segura a la misma tierra, creando ciertas restricciones al resto del sistema. Esto se realiza por medio de un hilo o cable de igualación de potencial que une la toma de tierra del instrumento con la tierra de protección del sistema, como aparece en la Figura 7.3.

Las limitaciones de las barreras Zener no son significativas en muchas ocasiones, pero en caso de existir pueden ser eliminadas utilizando interfases aisladas.

7.5. Aislamiento galvánico

El aislamiento total entre entrada, salida y alimentación, así como los reducidos requerimientos de tierra, junto con el concepto de que cada unidad puede realizar el acondicionamiento de las señales, hace mucho más fácil su aplicación como técnica de protección en seguridad intrínseca.

7.5.1 Funcionamiento

La seguridad intrínseca de las unidades se establece por medio de una barrera de aislamiento físico para evitar que la energía de alto valor existente en el área segura pase a los circuitos situados en área peligrosa. La energía para los circuitos situados en área peligrosa, dentro de la unidad, se toma de un transformador con componentes aprobados para seguridad intrínseca, diseñado para suministrar el nivel apropiado de separación de tensiones.

El paso de señal o transferencia de información también debe incorporar componentes aprobados para dar la separación apropiada por medio de relés, aisladores ópticos u otro transformador de aislamiento. Existen otros detalles o consideraciones de diseño, pero el primer requerimiento es evitar el paso de voltaje de la zona segura a la peligrosa por medio de separación galvánica, es decir, sin contacto físico.

La Figura 7.7 muestra un ejemplo con aislamiento por medio de un optoacoplador. Como puede verse, existe un transformador con un primario y dos secundarios, uno de

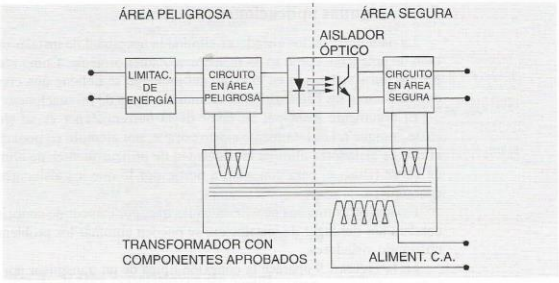


Figura 7.7

ellos destinado a alimentar el circuito situado en área peligrosa y el otro destinado al área segura. Por otro lado, la transferencia de señal entre ambas áreas se realiza por medio de un diodo emisor de luz situado en el lado «peligroso» y un transistor en el lado «seguro» cuya base se polariza por medio de la luz recibida del diodo. Este aislamiento óptico u optoacoplador hace imposible la continuidad del circuito entre ambas áreas.

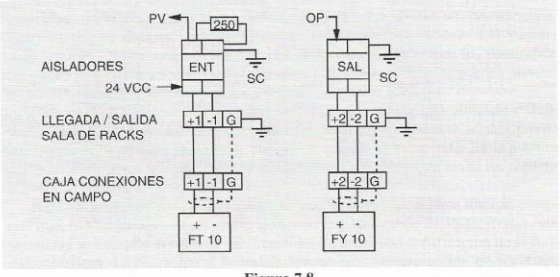


Figura 7.8

Por último, la Figura 7.8 muestra un esquema típico de conexionado de un lazo al sistema de control, protegido con aisladores galvánicos.

El aislador situado en el lado del transmisor genera la tensión de 24 VCC para enviar a campo, repitiendo en el lado del panel la señal correspondiente a la medida de 1 a 5 V. El aislador situado en el lado del convertidor de salida toma la señal de los 24 VCC del sistema de control y la envía a campo, sin necesidad de generar tensión en el aislador para este circuito.

7.5.2. Algunas aplicaciones prácticas

La naturaleza de los aisladores elimina la necesidad de instalar un cable de igualación de potencial, como se ha mencionado anteriormente. Como resultado de la simplificación y reducción en el coste del montaje, se obtiene una considerable ventaja con respecto a las barreras Zener en muchos tipos de instalaciones.

El argumento principal en favor de la barrera Zener es su simplicidad y bajo coste, aunque no es totalmente cierto porque, por ejemplo en pequeñas instalaciones, el uso de aisladores elimina la necesidad de utilizar fuentes de alimentación y barra de cobre (Busbar) para conexión a tierra, por lo que los aisladores pueden resultar económicos.

Existen otras muchas ocasiones en las que, por carecer de conocimientos sobre las condiciones del lugar de instalación, se pueden eliminar los problemas de instalación utilizando aisladores.

En la Figura 7.9 aparece la conexión típica de un transmisor por medio de un aislador, en la que se ve que, debido al aislamiento total, se eliminan los problemas asociados con las diferentes conexiones o puestas a tierra.

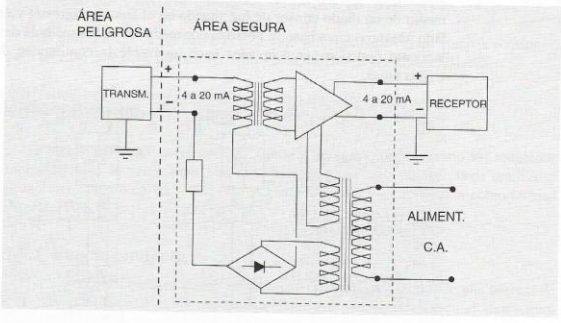


Figura 7.9

En la Figura 7.10 se muestra un aislador conectado a un convertidor de salida (I/P), el cual se comporta como un repetidor de señal desde el área segura al área peligrosa, totalmente aislada.

La utilidad principal de los aisladores es eliminar los problemas de interacción entre sistemas con diferentes puestas a tierra. Como se puede ver en la Figura 7.9, el transmisor puede estar conectado a un sistema de tierra y el receptor a otro sin que exista ninguna incompatibilidad entre ellos al estar separados los circuitos por medio de transformadores.

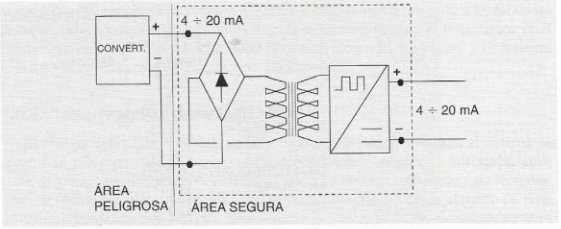


Figura 7. 10

7.5.3. Relés repetidores de señal

Los relés repetidores de señal se utilizan para aislar las señales digitales, o contactos, procedentes de área peligrosa, tal como presostatos, etc., considerados como aparatos simples. Antes de continuar es necesario aclarar el concepto de aparato simple. La norma CENELEC EN-50014, respecto a estos aparatos, define que:

«No necesitan ser certificados los aparatos en los que, de acuerdo a la especificación del fabricante, ninguno de los valores de 1.2 V, 0.1 A, 20 μJ o 25 mW, sean excedidos».

Los detectores relativamente simples que son la base de muchas aplicaciones de seguridad intrínseca, se atienen a esta cláusula para evitar su certificación. Interruptores, termopares, termorresistencias, potenciómetros, diodos LED y *strain gage* son obviamente aparatos simples. Es importante destacar que los parámetros anteriores se refieren a valores autogenerados, puesto que a veces se pueden alimentar desde sistemas certificados en zona segura con valores mayores.

De acuerdo a lo anterior, el interruptor es el aparato simple más utilizado y fácilmente entendible. Es quizá el aparato eléctrico ideal intrínsecamente seguro, puesto que no puede llegar a ser inaceptable cualquiera que sea su uso o trato. En la práctica cualquier interruptor que proporcione un funcionamiento aceptable reúne los requerimientos de seguridad intrínseca.

A pesar de lo mencionado, el interruptor proporciona un contacto libre de potencial que, habitualmente, es necesario alimentar con tensión de 24 VCC. Como consecuencia se necesita instalar un relé repetidor de señal con certificación de seguridad intrínseca. Lógicamente si la instalación no requiere protección de seguridad intrínseca, u otro tipo, será necesario adaptar el diseño a los requerimientos exigidos. La Figura 7.11 muestra el acoplamiento de una señal digital al sistema de control.

Todo lo mencionado hasta aquí se asocia a contactos de entrada. Cuando se necesita llevar a campo señales digitales, hay que tener en cuenta otros factores, fundamentalmente la tensión a la cual se encuentra el circuito al que está destinado el contacto o señal digital de salida. En muchas ocasiones la tensión del circuito es superior a 30 voltios, por lo que hay que recurrir a diseños con seguridad tipo Ex-d, es decir, a prueba de explosión, para proteger la instalación.

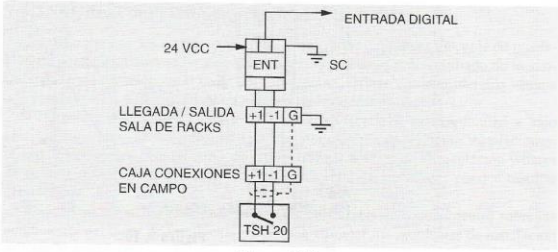


Figura 7.11

7.6. Conexión de temperaturas

Al sistema de control se pueden conectar las temperaturas por dos tipos de entrada diferentes, como son controladores en general y multiplexores. Como norma general, las temperaturas destinadas a control se introducen a los controladores del equipo, mientras que las temperaturas destinadas exclusivamente a indicación se introducen al sistema por medio de multiplexores. Conviene recordar que lo mencionado es válido tanto si se trata de termopares como si se trata de termorresistencias.

7.6.1. Temperaturas para control

Como ya se ha dicho, las temperaturas destinadas a control se introducen al sistema a través de diferentes tipos de controladores, generalmente a través de tarjetas auxiliares para convertir la señal procedente del elemento de temperatura a señal inteligible por el sistema, habitualmente 4 a 20 mA. La tarjeta auxiliar admite señales procedentes de elementos de temperaturas o milivoltios, y las convierte a 4 a 20 mA, teniendo en cuenta

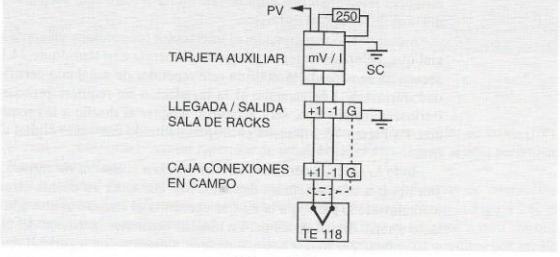


Figura 7.12

la linealización necesaria en función del elemento de temperatura utilizado, así como la seguridad intrínseca. Una vez convertida la señal a intensidad, el tratamiento es el mismo que cualquier otra señal procedente de otro elemento. La Figura 7.12 muestra la conexión de una señal de temperatura para control.

7.6.2. Temperaturas para indicación

El otro procedimiento habitual de introducir señales de temperatura al sistema de control es por medio de multiplexores certificados para seguridad intrínseca, cuyo coste de equipo es menor que el sistema anterior. Se utilizan solamente para temperaturas de indicación, puesto que éstas suelen ser menos críticas desde el punto de vista de control. Estos equipos admiten directamente la conexión de los elementos de temperatura, por lo que no es necesario incluir ningún elemento adicional.

La Figura 7.13 muestra la conexión de señales de temperatura para indicación a través de una caja multiplexora típica.

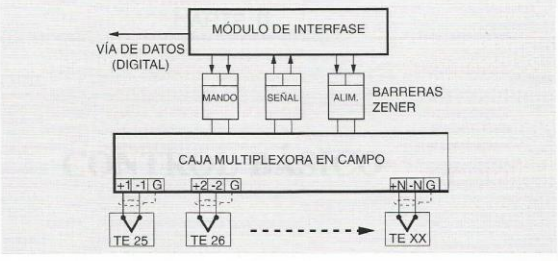


Figura 7.13

Bibliografía

Documentación técnica de:
HONEYWELL
MTL

PARTE II

CONTROL BÁSICO

8

Evolución en los sistemas de control

8.1. Automatización de plantas industriales

8.1.1. Evolución en los elementos de control

En los primeros tiempos de la industrialización las plantas eran supervisadas y controladas manualmente, basándose en las indicaciones de instrumentos instalados en campo, como muestra la Figura 8.1. La supervisión requería que el operador estuviera en planta para llevar a cabo el control manual directo del proceso.

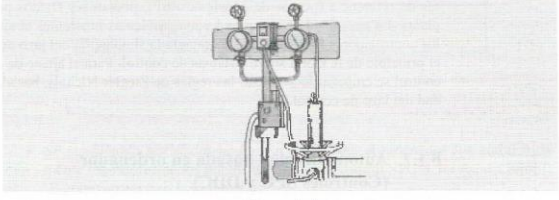


Figura 8.1

Desarrollos posteriores en la instrumentación, tal como sensores con posibilidad de transmitir las principales variables de proceso (temperatura, presión, nivel, caudal), así como controladores mecánicos, hidráulicos y neumáticos, contribuyeron en los años cuarenta a la automatización gradual de las plantas. La tendencia de automatización continuó durante los años cincuenta al aparecer los instrumentos electrónicos. Todo ello condujo a la centralización en salas donde se ubicaron los elementos necesarios para llevar a cabo la supervisión y control. La Figura 8.2 muestra dos paneles con instrumentos analógicos de diferentes tamaños de acuerdo a la evolución en la tecnología.

Con la introducción de señales estándar para transmisión, tanto neumáticas (3 a 15 PSI) como electrónicas (4 a 20 mA), los distintos fabricantes hicieron compatibles los elementos que componen un lazo de control, como sensor, transmisor, controlador, convertidor, elemento final, indicador, registrador, etc. Esto simplificó el diseño, instalación, operación y mantenimiento de los sistemas de control industriales.

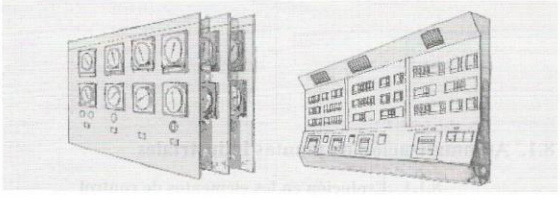


Figura 8.2

A mediados de los años veinte se utilizó en la industria el control todo-nada, y al final de los años veinte el control proporcional. Los controladores con acciones proporcional, integral y derivativa fueron de uso común en los años treinta. Los valores de referencia (puntos de consigna o SP), podían ser fijados por el operador de planta. La necesidad de comprender los problemas inherentes al ajuste o sintonía de los controladores PID, hizo que apareciera la simulación del lazo de control. Éste fue el principio de la teoría sobre sistemas de control. Para el ajuste de los parámetros de control se empezaron a utilizar las reglas de Ziegler Nichols, basadas en la sensibilidad del lazo de control.

8.1.2. Automatización basada en ordenador (Controles SPC y DDC)

La posibilidad de utilizar ordenadores digitales para control de procesos apareció en la mitad de los años cincuenta, aunque fue realmente a finales de esa década cuando se desarrolló esta alternativa de control. Desde entonces el ordenador para control de procesos ha evolucionado a través de diferentes etapas de desarrollo que en «Distributed Computer Control» aparecen identificadas como:

- Etapa inicial 1958 a 1964
- Ordenador centralizado 1965 a 1970
- Miniordenador 1971 a 1975
- Control distribuido Desde 1975

Durante mucho tiempo los ordenadores utilizados eran demasiado grandes, lentos, caros e inseguros desde el punto de vista de funcionamiento. Debido a la falta de seguridad solamente podían utilizarse para realizar *control supervisorio*, es decir, cálculo de puntos de consigna de controladores tradicionales con tecnología analógica, conectados directamente al proceso. Para llevar a cabo el control supervisorio se pueden utilizar dos procedimientos:

- *SP modificado por el operador.* En este modo, el ordenador simplemente suministra al operador de planta los datos para fijar los puntos de consigna de controladores analógicos, tal como aparece en la Figura 8.3.

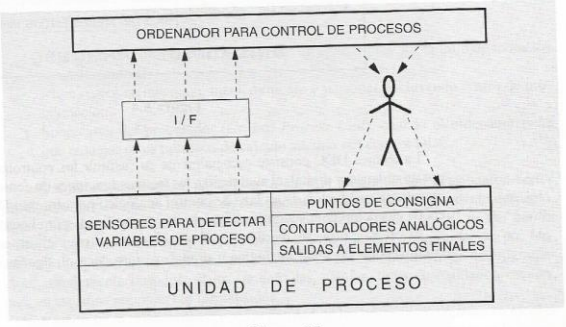


Figura 8.3

- *SP modificado por el ordenador.* En este modo, el ordenador fija automáticamente los valores de los puntos de consigna (control SPC o *Set Point Control*), tal como aparece en la Figura 8.4.

Al tratarse de modificar puntos de consigna de controladores analógicos, el control supervisorio suele ejecutarse con una frecuencia comprendida entre uno y varios minutos.

La siguiente fase consistió en la utilización de ordenadores para sustituir a los controladores tradicionales. Con esto empezó una nueva era en el control de procesos, aunque las funciones del sistema de control seguían siendo las mismas, basado en el comportamiento del lazo de control PID. Al sustituir al controlador analógico, el ordenador tenía que mover directamente el elemento final de control, por lo que se utilizó el término DDC (*Direct Digital Control*), para poner énfasis en que el ordenador controlaba directamente al proceso.

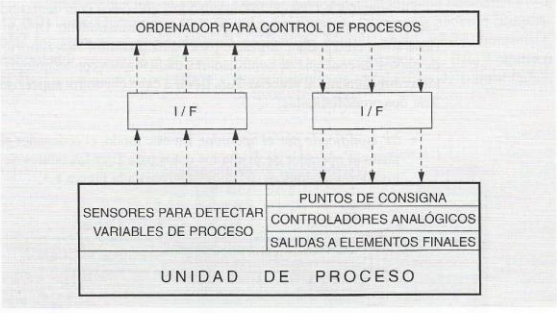


Figura 8.4

La técnica DDC consiste esencialmente en sustituir los controladores analógicos por un ordenador digital, el cual realiza las mismas funciones de control. La Figura 8.5 muestra la sustitución de un lazo de control analógico por otro tipo DDC. La frecuencia de ejecución de los algoritmos es similar a la utilizada por el control supervisorio.

El valor de proceso, medido por el sensor, se muestrea cíclicamente y, después de la conversión de señal analógica a digital, se introduce al algoritmo de control. El

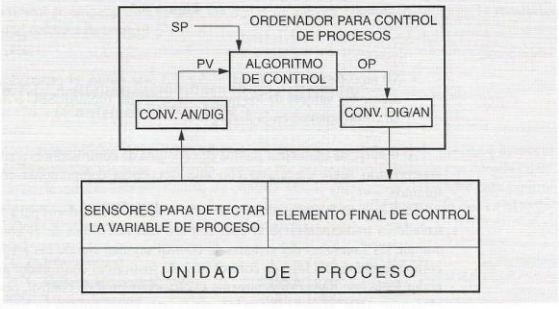


Figura 8.5

valor de salida calculado se envía al elemento final de control después de pasar por el convertidor de señal digital a analógica.

Si se compara con el control analógico convencional, el control DDC introdujo una serie de ventajas, entre las que se pueden citar:

- Fácil configuración y reconfiguración de los lazos de control.
- Introducción sencilla de nuevos lazos de control.
- Posibilidad de realizar algoritmos de control avanzado.
- Cálculos basados en modelos para obtener valores óptimos en los puntos de consigna de los lazos existentes en el ordenador.

Por el contrario, las desventajas más importantes del control digital, utilizando un solo ordenador, se puede decir que son:

- Baja seguridad del sistema. El fallo del ordenador provoca el fallo de todos los lazos de control.
- Altos costes en inversión, mantenimiento y personal, incluyendo costes de programación.
- Sobrecarga del procesador (*Central Process Unit*), cuando el ordenador tiene que manejar otros procesos de cálculo además del control DDC.

Las dificultades técnicas para llevar a cabo la programación ocasionaron serios problemas, por lo que el número de instalaciones aumentaba relativamente despacio. Estas dificultades fueron reducidas utilizando herramientas tipo *fill in the blanks* (rellenar espacios en blanco) y *block oriented programming* (programación por bloques). El usuario de estas herramientas no necesita tener conocimientos de programación, simplemente introduce datos de entradas, salidas, tipos de regulador, escalas, etc., en espacios previamente formateados.

Sin embargo la relativamente poca seguridad de los ordenadores retrasó su progreso en el área de control DDC durante muchos años, hasta que los avances en la tecnología de semiconductores consiguieron hacer más baratos, pequeños, rápidos y seguros los ordenadores. Apareció el término *miniordenador* para designar este tipo de ordenador, el cual hizo posible el incremento de sistemas basados en control DDC.

8.1.3. Seguridad en el control por medio de *back up*

Posteriores innovaciones en la tecnología de ordenadores solucionaron muchas de las desventajas mencionadas anteriormente. Una gran innovación fue el *twin computer concept* (ordenador gemelo), en el que un ordenador de reserva (*back up*), realiza las mismas funciones que el principal y en caso de fallo de éste asume sus tareas. La Figura 8.6 representa un diagrama de bloques con la configuración de este tipo.

El concepto de ordenadores en paralelo convenció a los escépticos para utilizar control digital como equivalente del control analógico. Posteriormente una variedad de conceptos de seguridad adicional, como el de la Figura 8.7, hicieron que los ordenadores para control DDC fueran ampliamente aceptados, antes de llegar los sistemas de control distribuido.

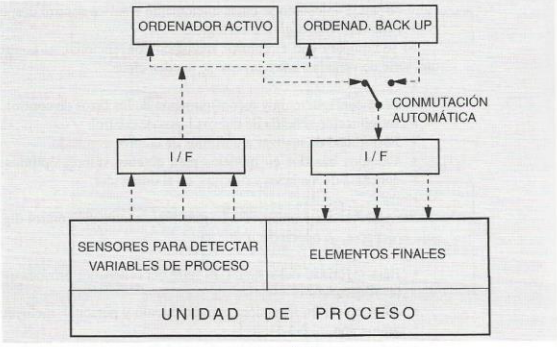


Figura 8.6

En la Figura 8.7 aparece un lazo de control en el que se muestra el concepto de seguridad con un controlador analógico de *back up* para sustituir al ordenador ante fallo de éste. Este concepto incluye tres posibles modos de operación:

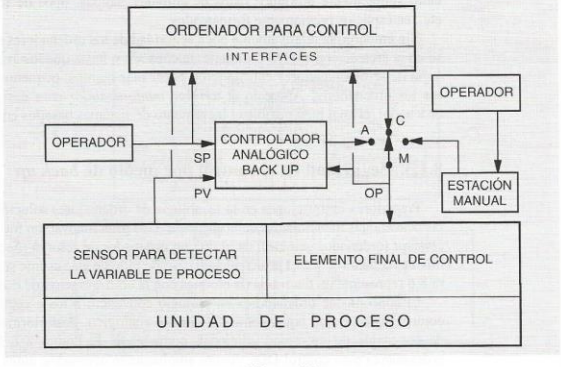


Figura 8.7

- Ordenador (C). También denominado DDC. En este modo el ordenador realiza todas las funciones de control.
- Automático (A). El controlador analógico de *back up* lleva a cabo todas las funciones de control.
- Manual (M). El operador actúa directamente sobre el elemento final. El sistema de control actúa en lazo abierto.

Tanto el valor de la variable de proceso, medida por el sensor, como el punto de consigna, fijado por el operador, son transferidos simultáneamente al ordenador y al controlador de *back up*. Para un valor de punto de consigna dado, el ordenador calcula la salida hacia el elemento final de control. En caso de fallo del ordenador, el controlador pasa instantáneamente al modo automático. El controlador de reserva continúa con el control a partir del último valor de salida calculado por el ordenador, porque el controlador estaba realizando seguimiento del valor de salida para que el cambio se realice sin salto (*bumpless*) en la salida. De igual manera, el ordenador está leyendo el valor de salida cuando el modo de control es manual o automático.

Por último, en caso de fallo del ordenador, si el operador prefiere cambiar el modo de operación a manual, sólo tiene que pasar el selector de modos al correspondiente a éste y situar el elemento final en la posición deseada. Después de solucionar el fallo, el ordenador toma automáticamente el valor de salida para realizar el cambio sin saltos.

8.1.4. Controlador Lógico Programable

La aplicación de miniordenadores no fue una solución económicamente rentable para muchos problemas de control, sobre todo si se utilizaban para realizar secuencias lógicas que tradicionalmente se implementaban con sistemas de relés. En los años sesenta, General Motors realizó la especificación para el diseño de un nuevo controlador programable que redujera los costes de instrumentación y eliminase una serie de problemas relacionados con los relés.

El nuevo controlador especificado debía estar basado en tecnología de ordenador, ser programable y reprogramable, así como fácil de mantener y reparar. Además debía ser robusto, seguro en su funcionamiento y más pequeño y barato que los sistemas equivalentes de relés. Esta especificación se refería solamente a problemas de control secuencial utilizado en procesos discontinuos. En base a las razones expuestas en la especificación, el controlador se denominó *Programmable Logic Controller* (PLC). El primer PLC apareció al final de los años sesenta con unas prestaciones limitadas, puesto que sólo se trataba de sustituir a los sistemas de relés.

Con la introducción de los *microprocesadores,* a principios de los años setenta, cambió radicalmente la tecnología, desarrollándose los controladores con tal rapidez que pronto pudieron manejar un gran número de instrucciones. La comunicación o interfase con el operador también evolucionó, apareciendo los terminales gráficos de pantalla con tubos de rayos catódicos (CRT). En la siguiente década de evolución, todos los aspectos de diseño se modificaron, fundamentalmente por el desarrollo en la tecnología de comunicaciones. Utilizando uniones (*links*), para comunicación de datos, los controladores programables se pudieron integrar formando sistemas automáticos complejos.

8.1.5. Ordenador para control distribuido

A mediados de los setenta, los microprocesadores fueron incorporados a un gran número de equipos de control. En muchas plantas industriales estos equipos sustituyeron a controladores basados en *hardware* analógico. Como consecuencia aparecieron los sistemas DDC basados en microprocesador, más pequeños que los anteriores miniordenadores y equipados con pantallas gráficas (*displays*). Si a esto se suma el progreso en la tecnología de comunicaciones, se llega a la estructura de *control distribuido.* El primer sistema de control distribuido fue anunciado por Honeywell en 1975, un sistema de control jerárquico con un gran número de microprocesadores con tareas específicas asignadas a cada uno de ellos.

Durante este tiempo, especialmente a principios de los ochenta, las normas internacionales tendieron a la compatibilidad e intercambiabilidad del *hardware* y *software.* Los sistemas de interfase para ordenadores fueron un elemento fundamental de este desarrollo. Estructuras para soporte de tarjetas y buses para corta y larga distancia (incluyendo la red de área local), fueron normalizados y aceptados como una solución para el diseño de sistemas complejos de control distribuido. Además, el concepto de modularidad tanto en *hardware* como en *software* disminuyó los costes de desarrollo. La normalización de aplicaciones de *software* para control de plantas y acondicionamiento de señales creó algunos paquetes fáciles de aplicar, tales como:

- Acondicionamiento de señales de entrada.
- Linealización y filtrado de señales.
- Asignación de límites y alarmas.

Estas funciones fueron incorporándose en los equipos como «librería de funciones».

8.2. Sistema de control distribuido

8.2.1. Descripción general

De forma simplificada, un Sistema de Control Distribuido (SCD), consta de tres elementos fundamentales, tal como aparece en la Figura 8.8, y que son:

- Interfase al Proceso.
- Interfaz al Operador.
- Vía de datos.

Interfase al Proceso

Suele haber dos tipos de equipos para realizar la interfase con el Proceso. Uno de ellos, denominado habitualmente controlador, se dedica al procesamiento de lazos de control con entrada, procedente de elementos de medida, y salida hacia elementos finales, mientras que otro módulo se dedica al procesamiento de entradas que no necesitan realizar funciones de control, tal como indicaciones. Entre los últimos suele

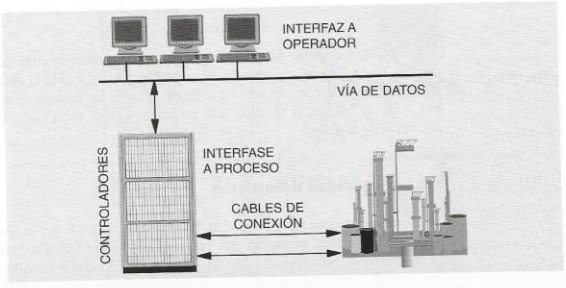


Figura 8.8

haber equipos especializados en determinados tipos de entradas, siendo el más habitual el que procesa temperaturas, conocido como multiplexor, descrito en el capítulo correspondiente a medidas de temperatura. Algunos módulos del sistema tienen la posibilidad de programación adicional en lenguajes de alto nivel (*Basic*, Fortran o lenguajes especializados), con posibilidad de acceso directo a los parámetros de los bloques de control. Esta particularidad da una potencia considerable a los equipos, sobre todo si se va a realizar Control Avanzado.

Interfaz al Operador

El sistema proporciona un medio de supervisar y manipular las Unidades de Proceso desde la Sala de Control, a través de una Consola de Operación similar a la que aparece en la Figura 8.9. Esta consola hace la función de interfaz entre el operador y las Unidades. Todas las pantallas se encuentran unidas con los armarios de control a través de la vía de datos o vía de comunicación.

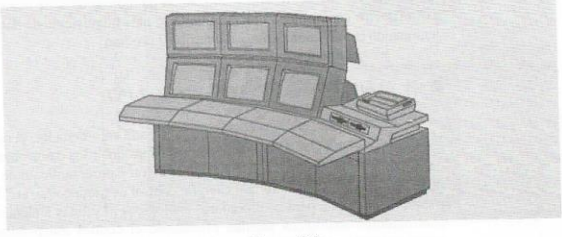


Figura 8.9

Vía de datos

El sistema dispone de una vía principal para comunicación de datos y otra de reserva. Cada vía está compuesta por un cable coaxial y toda la electrónica asociada, por donde fluye la comunicación a lo largo de todos los elementos del sistema de control. Ante un fallo en la vía principal, automáticamente entra la de reserva, sin afectar al control de la planta.

8.2.2. Seguridad del sistema

La medida básica de la fiabilidad de un sistema se mide por el tiempo medio entre fallos (MTBF). Para aumentar este tiempo medio entre fallos se utilizan las técnicas de redundancia. Se considera que un sistema es redundante cuando, ante un fallo en una parte del mismo sigue funcionando correctamente, ya que el elemento que falla es sustituido por otro de reserva. Antes de continuar conviene decir que existen dos tipos de diseño para asegurar el control:

- Conexión en paralelo redundante.
- Conexión de un sistema activo y otro de reserva.

Con el primer procedimiento existen dos sistemas que procesan simultáneamente las entradas y salidas, comparando continuamente los resultados. La salida la proporciona uno solo de ellos, como se vio en la Figura 8.6. El segundo procedimiento se comporta de forma que sólo el controlador principal está procesando las entradas y salidas. Si falla este controlador considerado principal, automáticamente asume sus funciones otro controlador considerado como reserva, encargándose este último de procesar las entradas y salidas a partir del momento del fallo.

8.3. Aplicaciones de control por ordenador

De la misma manera que se produjo la evolución en la automatización de plantas industriales, lo hizo el diseño y utilización de aplicaciones de control por ordenador. Los primeros ordenadores se utilizaban sólo para adquisición de datos de planta, evolucionando hasta llevar a cabo el control del proceso.

8.3.1. Aplicaciones de control *OFF LINE*

En los principios de la automatización basada en ordenador, el operador de planta tenía que tomar lectura de las indicaciones e introducir los datos obtenidos en el ordenador. El ordenador se utilizaba para adquisición y procesamiento de datos con objeto de realizar balances de materia y energía, control de producción, etc. No se calculaban puntos de consigna para controladores analógicos ni salidas a elementos finales. Los controladores analógicos seguían efectuando el control independientemente de las tareas que realizara el ordenador, tal como aparece en la Figura 8.10.

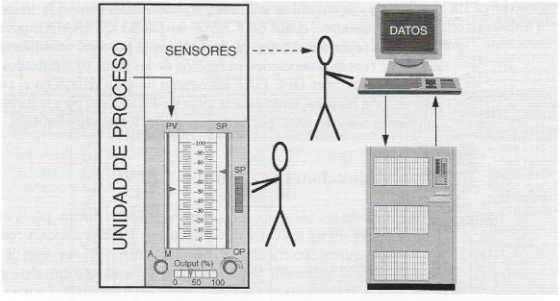


Figura 8.10

Este tipo de aplicación se utilizaba para tareas tales como gestión de la producción, conociéndose con el nombre de *OFF LINE* en LAZO ABIERTO, puesto que ningún valor calculado retornaba al proceso.

En la siguiente etapa de automatización de procesos, la función del ordenador fue extendida al cálculo de puntos de consigna de controladores analógicos, así como cálculo de valores de salida a actuadores o elementos finales de control. Sin embargo, en esta etapa de desarrollo los valores calculados de puntos de consigna o salidas eran introducidos a mano por el operador, por lo que el cierre del lazo lo realizaba el operador, tal como muestra la Figura 8.11.

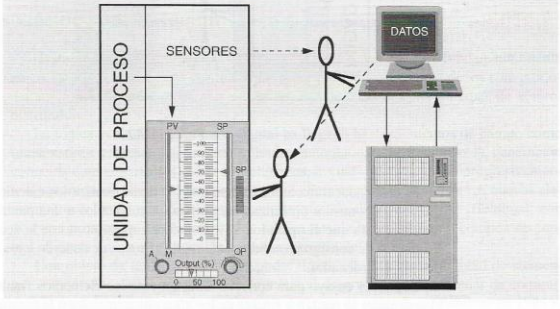


Figura 8.11

Este tipo de control se utilizaba para tareas tales como planificación de la producción, conociéndose como *OFF LINE* en LAZO CERRADO, puesto que los datos calculados se enviaban como realimentación al proceso, modificando el operador los puntos de consigna necesarios en función de los datos suministrados por el ordenador.

Las aplicaciones *OFF LINE* introducen un gran retraso en el control debido a la intervención humana, tanto para la toma de datos como para la distribución de valores calculados a sus destinos, por lo que su utilización es muy limitada.

8.3.2. Aplicaciones de control *ON LINE*

Al final de los años cincuenta, los ordenadores fueron provistos de sistemas de interface para captar los datos directamente de los instrumentos conectados al proceso. Por consiguiente no era necesaria la intervención del operador de planta para transferir los datos al ordenador. Sin embargo, el ordenador no enviaba los datos calculados a los puntos de consigna ni a los elementos finales de control, como puede verse en la Figura 8.12. Esta aplicación todavía se utiliza para automatizar recogida de datos, control de calidad, optimización, etc., conociéndose con el nombre de *ON LINE* en LAZO ABIERTO.

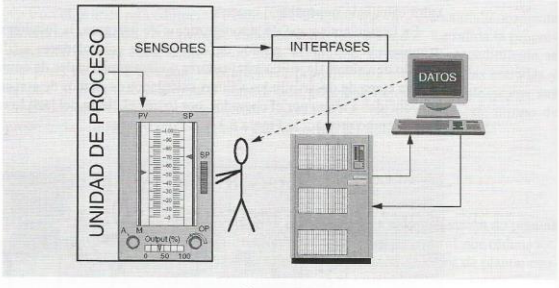


Figura 8.12

El ordenador toma automáticamente los datos, realiza los cálculos previstos encaminados a control u optimización y envía los resultados a una pantalla u otro tipo de interface para que el operador, si lo considera oportuno, tome la acción de modificar los puntos de consigna o salidas a elementos finales de acuerdo a los datos suministrados por el ordenador.

El primer ensayo para conectar directamente los elementos finales de control con el ordenador se realizó a finales de los años cincuenta. Aquí la transferencia automática de datos se realiza en ambas direcciones, por lo que el operador sólo necesita super-

visar el funcionamiento del proceso. Este modo aparece en la Figura 8.13 y se conoce como control *ON LINE* en LAZO CERRADO. Éste es el nivel más alto de control por ordenador de forma automática, es decir, sin intervención del operador.

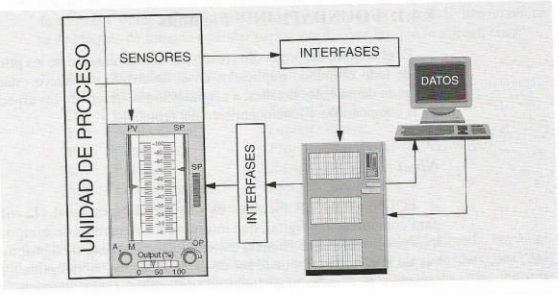


Figura 8.13

Las aplicaciones *ON LINE* también llevan asociado un tiempo de retardo importante, puesto que la elaboración de los cálculos puede tardar varias horas, sobre todo si se trata de aplicaciones de optimización en línea con funciones objetivo que han de converger antes de suministrar los resultados.

8.4. Nuevas vías de comunicación

Hasta no hace mucho tiempo, las únicas vías de datos residían fundamentalmente en las salas de control, para efectuar la comunicación digital a partir de los convertidores analógico-digitales existentes en las tarjetas de entrada a los sistemas de control distribuido.

La lógica evolución del mundo digital ha llegado hasta elementos de campo como transmisores y posicionadores de válvulas automáticas, apareciendo la generación conocida como elementos *smart* o inteligentes, la cual va sustituyendo progresivamente a la comunicación analógica de 4 a 20 mA. Para la comunicación de los nuevos elementos con tecnología digital aparecen las vías de datos de campo (fieldbus), con diversos protocolos diseñados por los fabricantes de instrumentos y equipos de control, algunos de cuyos protocolos han desaparecido del mercado.

Con objeto de unificar criterios y poder llegar a la intercambiabilidad de elementos, a mediados de los años ochenta se inicia el desarrollo de un estándar de comunicación digital entre elementos de campo y sistemas de control, emitiéndose en 1993 el estándar IEC-1158 (International Electrotechnical Commission), que define el nivel

físico de transmisión-recepción de datos en términos de velocidades de comunicación, codificación de la señal, número de unidades en el bus, alimentación, etc. Los protocolos basados en el estándar IEC-1158 reciben el nombre genérico de Fieldbus.

8.4.1. FOUNDATION™ Fieldbus

Es el nombre del protocolo creado por la organización de los principales proveedores de todo el mundo implicados en el desarrollo del nuevo estándar fieldbus. Sin entrar en demasiados detalles, a continuación se describen los aspectos básicos acerca de la composición y funcionamiento del protocolo.

Nivel físico

FOUNDATION™ Fieldbus es una red de área local (***Local Area Network***), para comunicación digital, que interconecta elementos de campo tales como transmisores y actuadores finales, teniendo la posibilidad de distribuir el control a través de la red. La red puede ser de cable de cobre, fibra óptica o incluso de comunicación por radio. La longitud del cable (bus) depende de la calidad o características del mismo, por ejemplo, un par de cobre trenzado y apantallado puede alcanzar hasta 1.900 metros, mientras que el mismo par no apantallado alcanza 400 metros, dependiendo además de la velocidad de transmisión. La señal utilizada para comunicación a través del bus se codifica con la técnica Manchester Biphase-L.

El estándar permite conectar hasta un máximo de 32 elementos en un bus, apareciendo una serie de restricciones en función de características tales como tipo de alimentación, tipo de seguridad intrínseca de la instalación, etc. Por tal motivo es necesario realizar un diseño de la topología de la red con objeto de conocer el número de elementos que es posible conectar.

Sistema de comunicación

Su función es la de controlar la transmisión de mensajes desde y hacia el fieldbus a través del nivel físico. Se realiza por medio de un programador determinista y centralizado denominado *Link Active Schedule* (LAS).

Cuando un elemento tiene que proporcionar datos, el LAS manda que los emita hacia el bus para ser utilizados por cualquiera de los dispositivos conectados al mismo.

Este sistema también es responsable de mantener la hora en el bus, para que todos los dispositivos utilicen la misma.

Nivel de aplicación de usuario

Este nivel está definido a su vez por varios bloques para llevar a cabo las diferentes tareas encomendadas al fielbus.

- *Bloque de gestión de la red.* Soporta la configuración del LAS y proporciona supervisión y detección de fallos.
- *Bloque de gestión del sistema.* Contiene información del dispositivo, tal como datos de calibración, tipo de sensor, nombre (tag), dirección en la red, etc.
- *Bloque de funciones.* Las funciones están definidas en términos de conexiones de entrada y salida, parámetros del bloque y eventos de control. Existe un número de bloques de función estándar para control, entre las que se pueden citar:

AI	Entrada analógica	*(Analog Input)*
AO	Salida analógica	*(Analog Output)*
DI	Entrada digital	*(Digital Input)*
DO	Salida digital	*(Digital Output)*
PID	Controlador	*(Proportional, Integral, Derivativo)*
RA	Relación	*(RAtio)*
ML	Estación manual	*(Manual Loader)*
CS	Selector de control	*(Control Selector)*

Los bloques pueden ser definidos para obtener la funcionalidad deseada. Por ejemplo, una válvula automática puede contener un bloque PID y la salida analógica (AO) correspondiente. Un transmisor puede contener una entrada analógica (AI), de forma que el lazo de control se puede cerrar utilizando un transmisor y una válvula conectados al fieldbus, tal como muestra la Figura 8.14.

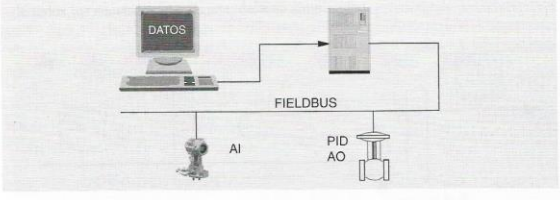


Figura 8.14

8.4.2. Ventajas e inconvenientes

En la actualidad no existen datos para valorar exactamente el comportamiento de estas vías de datos, por lo que se mencionan solamente los beneficios potenciales, que por otra parte quedan desfasados rápidamente por la evolución tecnológica. De acuerdo a estos criterios se enumeran beneficios tales como:

- Reducción de costes de instalación.
- Menor coste de mantenimiento.
- Ahorros operativos al gestionar mejor la instalación.

Por el contrario existen una serie de inconvenientes, entre los que se pueden citar:

- No existe una tecnología unificada entre los diversos buses de campo.
- Incertidumbre sobre el futuro.
- Al no existir elementos prefabricados, tales como armarios cableados, etc., no se pueden realizar comprobaciones del sistema hasta que no está instalado en campo.
- Intereses comerciales entre fabricantes de elementos de campo y sistemas de control distribuido.

Bibliografía

Total distributed control. An evolutionary look at centralized operations.
Henry Marks
Honeywell Inc. 1977

Distributed computer control for industrial automation
Dobrivage Popovic Vigia P. Bhatkar
Marcel Dekker Inc. 1990

Diversos catálogos y especificaciones técnicas TDC-3000
Honeywell Inc.

9

Introducción al control automático

9.1. Conceptos generales sobre el proceso

Cualquier estudio sobre control de procesos debe empezar por distinguir los diferentes conceptos de «proceso». Desde el punto de vista de producción, se conoce generalmente como un lugar donde materia, y muy a menudo energía, son tratados para dar como resultado un producto deseado o establecido. Por ejemplo, son procesos de producción: reactores, hornos, intercambiadores de calor, etc. La Figura 9.1 muestra, de forma simplificada, un intercambiador de calor que servirá como ejemplo a lo largo de todos los apartados que siguen, dada su simplicidad.

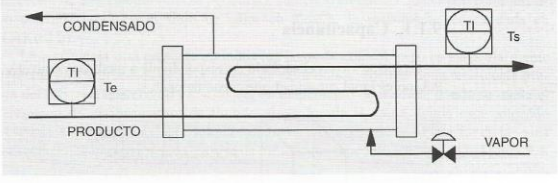


Figura 9.1

Desde un punto de vista de control, su significado es más específico. Un proceso es un bloque que se identifica porque tiene una o más variables de salida de las cuales es importante conocer y mantener sus valores. Como consecuencia estas variables han de ser controladas actuando sobre otra serie de variables denominadas manipuladas. Con el fin de simplificar se va a tratar un proceso con una sola variable controlada, siendo necesario otra variable manipulada para mantener la primera en su valor de referencia.

La Figura 9.2 muestra el sistema de control del proceso de intercambio de calor anterior con los principales elementos que lo componen. Como puede verse, el circui-

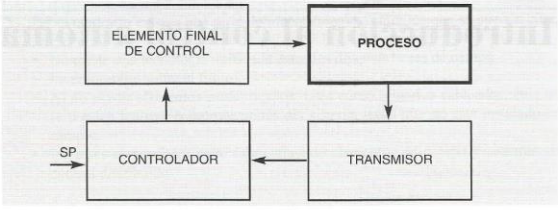


Figura 9.2

to o lazo de control básico con realimentación está formado por los bloques siguientes: Proceso, Transmisor, Controlador y Elemento Final de Control.

Las variables básicas en los procesos industriales son: Caudal, Presión, Nivel y Temperatura. Existe otra variable asociada a la calidad de los productos detectada por medio de analizadores. Cada variable tiene su propia característica, independiente de la aplicación particular. El conocimiento de estas características es muy útil a la hora de diseñar o ajustar el lazo de control. El caudal es la variable con mayor velocidad de respuesta mientras que la calidad o composición es la variable con mayor retardo. Las restantes variables se comportan con retardos, de menor a mayor, en el orden que se han relacionado.

Los factores de retardo, asociados al control, se originan por alguna de las características siguientes, ya sea por separado o combinación de varias de ellas: capacitancia, resistencia y tiempo muerto.

9.1.1. Capacitancia

Como se vio en el capítulo correspondiente a medidas de nivel y muestra la Figura 9.3, no es igual capacidad que capacitancia.

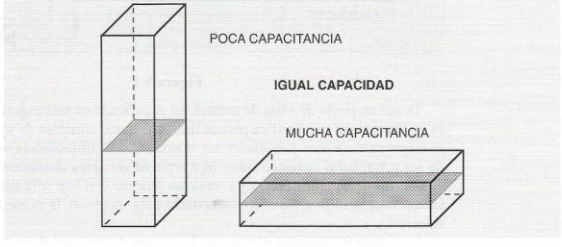


Figura 9.3

La *capacidad* es la medida de la máxima cantidad de materia o energía que puede ser almacenada. Se mide en unidades de cantidad. Por ejemplo, la capacidad volumétrica de un tanque abierto, es el volumen máximo que puede contener sin desbordarse.

La *capacitancia* es la cantidad de materia o energía necesarias para realizar un cambio unitario en una variable de referencia. Por ejemplo, la capacitancia en un tanque abierto con respecto a la altura hidrostática, es el cambio en volumen de líquido almacenado por unidad de cambio de altura, equivalente al área de la superficie de líquido.

$$C = \frac{dV}{dH} = A$$

Siendo: C = Capacitancia (m^3/m)
dV = Cambio en unidades de volumen (m^3)
dH = Cambio en altura hidrostática (m)
A = Superficie (m^2)

Puede deducirse que los procesos con mayor capacitancia serán más fáciles de controlar, teniendo, por tanto, mayor estabilidad.

9.1.2. Resistencia

Es la oposición al flujo de materia o energía. Se mide en unidades de cambio de potencial necesarias para producir la unidad de cambio de flujo. Por ejemplo, en un cambiador de calor es la oposición a la transferencia de calor desde un medio vapor (vapor de agua) a un medio líquido (producto), a través de un medio sólido (tubos del serpentín). Alrededor del serpentín se forma una capa de agua estancada que produce un efecto de aislamiento (efecto pelicular). Teniendo en cuenta que el potencial térmico se mide en °C y el flujo de calor en Kcal/h, la resistencia vendrá dada en °C/(Kcal/h).

La resistencia está presente en todos los lazos de control, pero es particularmente evidente en los procesos de intercambio de calor donde, además de la resistencia propia del proceso, aparece otra resistencia en el elemento de medida, donde se repite el fenómeno de estancamiento de líquido alrededor de la vaina donde está colocado el sensor de temperatura, así como la cámara de aire existente en el interior de la vaina y el relleno en el interior de la camisa de protección, tal como aparece en la Figura 9.4.

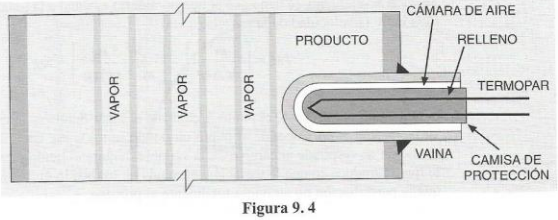


Figura 9. 4

9.1.3 Tiempo muerto

Es el intervalo de tiempo transcurrido desde que se produce un cambio en alguna variable de entrada al proceso hasta que se empieza a percibir por el dispositivo de medición. En algunas ocasiones se conoce también con los nombres de tiempo de transporte o tiempo de transferencia. Se mide en unidades de tiempo.

El tiempo muerto es un fenómeno que ocurre en cualquier variable donde el proceso está afectado por una perturbación que no puede ser detectada en el mismo momento en que está ocurriendo, sino más tarde. El retardo asociado al tiempo muerto no ocasiona ningún cambio en la curva característica de reacción del proceso, aunque la traslada en el tiempo.

La Figura 9.5 muestra el comportamiento descrito. En esta figura se pueden ver dos curvas de respuesta correspondientes a una variación en la entrada al proceso. La curva A no tiene ningún tiempo muerto, por lo que su reacción es inmediata, mientras que la B responde después de un tiempo, aunque manteniendo la característica igual a la primera.

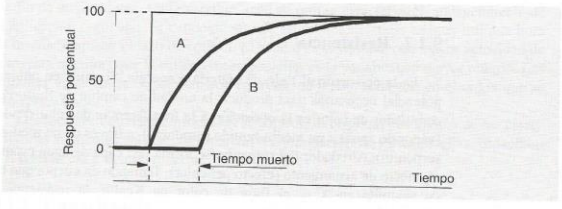


Figura 9.5

El comportamiento del tiempo muerto se puede ver en la Figura 9.6, utilizando como ejemplo un proceso de flujo de fluidos. A un líquido incoloro se inyecta colorante en el punto A. La mezcla fluye a través de una longitud de tubo hasta el punto B donde se mide el color de la mezcla. El tiempo muerto es el tiempo requerido por la mezcla para pasar del punto A al punto B. Teniendo en cuenta que el volumen de mezcla contenido en el tubo es igual a Sección *Longitud y el caudal de paso es igual a Sección * Velocidad, se tiene que el tiempo muerto es igual a la longitud del tubo dividida entre la velocidad de la mezcla.

$$TM = \left[\frac{m^3}{m^3/seg}\right] = \left[\frac{m^2 * m}{m^2 * m/seg}\right] = seg$$

En cualquier proceso, el punto A equivale al lugar donde se inicia el cambio en la variable, y el B corresponde al punto en donde se mide ese cambio. El elemento de medición no responde al cambio de la variable durante el tiempo muerto del proceso, lo que se traduce en que la variable controlada no «sabe» lo que está ocurriendo hasta que la perturbación no atraviesa totalmente el proceso.

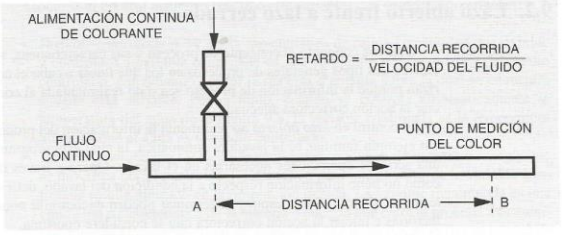


Figura 9.6

Como se verá en el capítulo dedicado a algoritmos para compensación dinámica, el tiempo muerto puro no suele existir como tal en los procesos continuos. Por otro lado, al tener una acción perjudicial para el control, si no se puede eliminar hay que intentar minimizarlo colocando los elementos finales de control cercanos al proceso y midiendo las variables lo más cerca posible de su lugar de origen.

9.1.4. Constante de tiempo

Asociado a las características de capacidad y resistencia se encuentra una de las propiedades más importantes en el control de procesos, como es la constante de tiempo.

Cuando se produce una variación de carga en un proceso, la respuesta se mide por su constante de tiempo, la cual se define como el tiempo necesario para que la salida alcance el 63,2 % de su variación total. La Figura 9.7 muestra la respuesta de un proceso a una variación en escalón en la entrada. En otro capítulo se puede ver con más extensión este concepto, por lo que aquí no se hace más hincapié en el mismo.

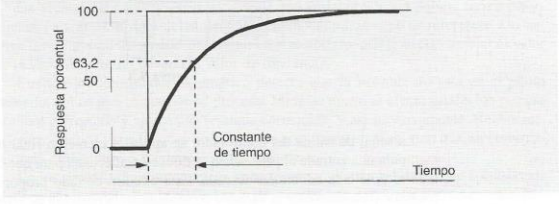


Figura 9.7

9.2. Lazo abierto frente a lazo cerrado

Una vez conocido el concepto de proceso y sus características, se puede decir que existen dos tipos generales de procesos en los que llevar a cabo el control. Se caracterizan porque la información de proceso sea o no realimentada al controlador para iniciar la acción correctora adecuada.

El control en *lazo abierto* no realimenta la información del proceso al controlador. Un ejemplo familiar es la lavadora automática, la cual está programada para realizar una serie de operaciones necesarias en el lavado. Opera a través de un programa y como no tiene información respecto a la condición del lavado, detiene su operación al terminar el ciclo. Sólo después de terminar pueden encontrarse condiciones no satisfactorias e iniciar la acción correctora que se considere oportuna.

El control en lazo abierto, como tal, se encuentra pocas veces en los procesos industriales. Como ejemplo se tiene las válvulas automáticas actuadas manualmente o las válvulas motorizadas mandadas a distancia, pero sin ningún sistema de realimentación al sistema de control. La posición de estas válvulas las fija el operador.

El control en *lazo cerrado* aparece en el diagrama de bloque de la Figura 9.8. En este caso, la información de la variable controlada de proceso se capta por medio de un sistema de medición adecuado y se utiliza como entrada al controlador. Un dispositivo detector de error compara esta señal de entrada con otra de referencia que representa la condición deseada, y cualquier diferencia hace que el controlador genere una señal de salida para corregir el error.

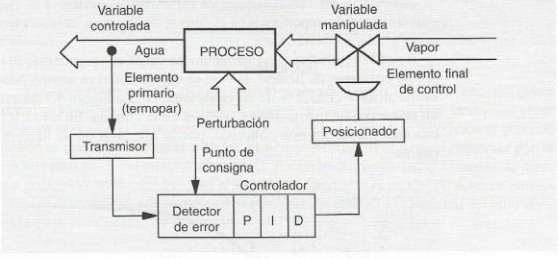


Figura 9.8

La señal de salida del controlador se aplica al elemento final de control, el cual manipula una entrada al proceso en la dirección adecuada para que la variable controlada retorne a la condición deseada. Este circuito cerrado proporciona un esfuerzo continuo para mantener la variable controlada en la posición de referencia o punto de consigna.

Asociado al control aparecen tres tipos de variables que es necesario conocer:

- *Variable controlada (CV).* Es la característica de calidad o cantidad que se mide y controla. La variable controlada es una condición o característica del medio controlado, entendiendo por tal la materia o energía sobre la cual se encuentra situada esta variable. Por ejemplo, cuando se controla automáticamente la temperatura del agua de la Figura 9.8, la variable controlada es la temperatura mientras que el agua es el medio controlado.
- *Variable manipulada (MV).* Es la cantidad o condición de materia o energía que se modifica por el controlador automático para que el valor de la variable controlada resulte afectado en la proporción debida. La variable manipulada es una condición o característica de la materia o energía que entra al proceso. Por ejemplo, cuando el elemento final de control de la Figura 9.8 modifica el caudal de vapor al proceso, la variable manipulada es el caudal mientras que el vapor es la energía de entrada.
- *Variable de perturbación (DV).* Es toda variable que tiene influencia sobre la variable controlada pero no puede ser modificada directamente por la variable manipulada. Por ejemplo la temperatura de entrada de agua al proceso de la Figura 9.8. El sistema tiene que esperar a que el cambio en la temperatura del agua alcance la salida del proceso, donde se encuentra situada la variable controlada, para que ésta realice la acción correspondiente sobre la variable manipulada.

9.2.1. ¿Qué es un controlador automático?

En la actualidad se conocen un gran número de aparatos que son controladores. El interruptor para iluminación de una habitación, el acelerador de un coche, etc., son controladores que necesitan del elemento humano para llevar a cabo el control. El elemento humano mide la variable, por ejemplo, la velocidad del coche y, de acuerdo con la magnitud de esa variable, opera sobre el elemento final de control, el acelerador. Por sí mismo, el elemento final no puede controlar la velocidad porque no es capaz de medirla. Por tanto, la primera cosa que necesita un controlador automático es conocer el valor de la variable que debe controlar. De este modo, se puede decir que un controlador automático realiza la conexión entre entrada y salida mediante un algoritmo de control.

Un sistema de control automático mide una variable y actúa de una forma determinada para que esa variable se mantenga en un valor deseado o de referencia. Un sistema de control no automático, al actuar en lazo abierto, puede hacer cambiar el valor de la variable pero no llevarla al valor de referencia.

Cuando un controlador automático detecta que la variable no está en el punto deseado, aplica una corrección al proceso. Mide de nuevo el efecto producido por esa primera corrección y aplica una segunda corrección, y así sucesivamente. Realmente, las correcciones y mediciones no se aplican por etapas o pasos, sino que un controlador está midiendo y corrigiendo continuamente.

En los controladores automáticos se ha incorporado una habilidad que corresponde al elemento humano. Esa habilidad es la de «sentir» una condición correcta o incorrecta y actuar para corregirla. Las ventajas que se derivan porque una máquina realice algu-

nas funciones que hace el hombre son obvias, sobre todo cuando la máquina llega a superar al hombre en esa función. Un controlador automático no se cansa, no necesita dormir, ni sale de vacaciones; siempre está al cuidado del trabajo encomendado.

9.2.2. Elementos de un lazo de control automático

Los elementos principales de un lazo de control automático aparecen en la Figura 9.9 y pueden clasificarse de la forma siguiente:

- *Sistema de medición.* Son los elementos que se utilizan para determinar y comunicar al sistema de control el valor de la variable controlada, o variable de proceso.
- *Elemento primario.* Es la parte del sistema de medición que transforma energía del medio controlado para producir un efecto como respuesta a cualquier cambio en el valor de la variable controlada. El efecto producido puede ser un cambio en la presión, fuerza, posición o eléctrico. Por ejemplo, un termopar transforma energía calorífica en energía eléctrica (milivoltios) debido al efecto Peltier.
- *Sistema de control.* Son los elementos del controlador automático relacionados con la generación de la acción correctiva. Este sistema compara el valor de la variable de proceso con el punto de consigna, detectando el error. La acción correctiva se genera en función del error mediante el algoritmo de control correspondiente.
- *Unidad de potencia.* Es la parte del sistema de control que aplica energía para accionar el elemento final de control. Por ejemplo, el servomotor que acciona una válvula automática.
- *Elemento final de control.* Es la parte del sistema de control que modifica directamente el valor de la variable manipulada. En una válvula automática es el conjunto de obturador y asiento. Habitualmente se da el nombre de elemento final de control al conjunto de unidad de potencia y válvula automática.

La Figura 9.9 muestra un ejemplo de lazo de control automático. En este ejemplo se puede suponer que el sistema de medición es un termopar y el sistema de control dispone de una válvula con servomotor de membrana y resorte.

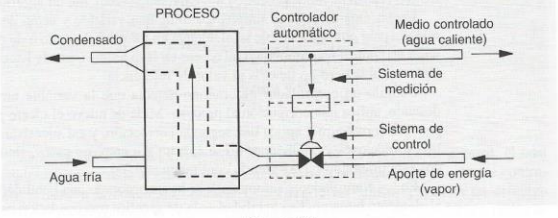


Figura 9.9

Un cambio en el valor de la variable controlada (temperatura del agua saliendo del proceso), se detecta por el elemento primario (termopar) del sistema de medición. El cambio es comunicado por el sistema de medición al sistema de control. Éste produce una acción correctora que afecta al valor de la variable manipulada (cantidad de vapor entrando al proceso). La acción correctora se obtiene por medio del elemento final de control, el cual cambia directamente el valor de la variable manipulada. La unidad de potencia (servomotor neumático) mueve al elemento final de control (conjunto de obturador y asiento).

9.2.3. Terminología en control automático

En los apartados anteriores se han dado una serie de definiciones asociadas a cada uno de los conceptos que se mencionan en el apartado correspondiente. En este otro se describe el resto de términos más utilizados al hablar de controladores automáticos, algunos de los cuales ya han sido mencionados anteriormente.

- *Punto de consigna.* Es la posición de referencia de la variable controlada para llevar a cabo el control del proceso. También se conoce con los nombres de punto de ajuste o *set Point*. Puede cambiarse de forma manual, o bien automáticamente en función de otro controlador.
- *Punto de control.* Es la posición (medida) de la variable controlada en que se encuentra realmente el proceso. Dependiendo del tipo de control efectuado, a veces no coincide con el punto de consigna, dando como resultado una desviación permanente.
- *Error.* Es la diferencia o desviación *instantánea* entre el valor medido y el valor deseado para la variable controlada, o lo que es igual, la diferencia instantánea entre punto de consigna y punto de control o medida.
- *Desviación permanente (off set).* Es el error *permanente* que se debe a la característica inherente a la acción proporcional del controlador. Es la diferencia que existe entre punto de control y punto de consigna cuando ha terminado la acción correctora del controlador.
- *Acción correctora.* Es la variación en la variable manipulada iniciada por el controlador al producirse un error. Es la suma de efectos correctores individuales debidos a las acciones de control (proporcional, integral y derivativa).
- *Acción proporcional.* Es la parte de acción correctora en la que existe una relación lineal continua entre el valor de la variable controlada y la posición del elemento final de control.
- *Acción integral.* Es la parte de acción correctora en la que existe relación entre una función integral de la variable controlada y la posición del elemento final de control. Esta acción modifica la posición del elemento final de control integrando el error entre la variable controlada y su punto de consigna.
- *Acción derivativa.* Es la parte de acción correctora en la que existe relación entre una función derivada entre la variable controlada y la posición del elemento final de control. Sólo se modifica la posición del elemento final si existen cambios en la variable controlada, independientemente del valor del punto de consigna.

- *Oscilación o ciclaje.* Es un cambio de la variable controlada de un valor a otro alrededor del punto de ajuste. Existen tres tipos de oscilación, dependiendo del comportamiento de la amplitud al producirse una perturbación:
  - *Decrece gradualmente.* Se puede obtener por medio de un control proporcional con acciones integral y derivativa cuando se encuentran bien ajustados los parámetros de sintonía.
  - *Permanece constante.* Una oscilación con amplitud constante se obtiene con un control de dos posiciones.
  - *Crece gradualmente.* Provoca la inestabilidad total del lazo de control. Hay que intentar evitarla a toda costa.

La Figura 9.10 muestra la respuesta con dos tipos de oscilación típicos. El período del ciclo, habitualmente en minutos, debe ser medido como el tiempo entre dos puntos análogos y consecutivos. La relación de amortiguamiento mide el valor de aproximación a la señal de estabilidad o estado estacionario. En la práctica se mide como la relación entre los dos primeros picos consecutivos que se obtienen al producirse una perturbación con respecto al valor de referencia o valor final.

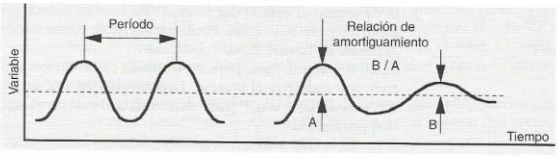


Figura 9.10

En un sistema de control bien sintonizado, la oscilación en la medida debe ir progresivamente cayendo para que al final la variable controlada retorne al valor de referencia. Simultáneamente, la oscilación en la salida del controlador irá progresivamente disminuyendo hasta alcanzar un nuevo valor estable. Esto restablecerá el equilibrio entre las variables de carga y la variable manipulada.

En otro capítulo aparece la información necesaria para llevar a cabo el ajuste de parámetros de sintonía de los controladores automáticos, de forma que cada vez que se presente una perturbación en el proceso la oscilación sea decreciente hasta alcanzar un valor de estado estacionario.

10

Características de los procesos

10.1. Conceptos generales sobre el proceso

10.1.1. Procesos de orden cero

Antes de ver el comportamiento de los procesos de primer y segundo orden, utilizando como ejemplo el intercambiador de calor, se realiza aquí una breve descripción de los procesos de orden cero, entendiéndose como tal aquellos en los que la respuesta es inmediata y proporcional a la señal de entrada.

Un ejemplo simple lo constituye la regulación de intensidad de un horno eléctrico. Cada vez que se modifica la tensión de alimentación se produce una variación instantánea de intensidad, proporcional a la variación de tensión de acuerdo a la ley de Ohm.

$$Intensidad = \frac{Voltaje}{Resistencia}$$

Otro ejemplo puede ser el caudal de líquido que pasa por una tubería en la que existe una válvula, como muestra la Figura 10.1.

Al modificar la posición de la válvula se produce un cambio inmediato en el caudal de paso, aunque exista cierta distancia entre los puntos donde están situadas la válvula y el medidor de caudal. Si se mantuviera constante la presión en el cir-

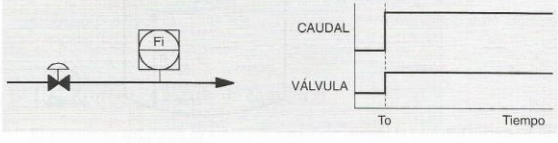


Figura 10.1

cuito y el fluido fuera gas, en lugar de líquido, el proceso tendría comportamiento de primer orden, puesto que existiría un cierto retardo debido a la compresibilidad del gas.

10.1.2. Autorregulación

Se dice que un proceso es *autorregulado* cuando alcanza un nuevo estado de equilibrio después de cualquier perturbación en alguna variable. El proceso de intercambio de calor, como el de la Figura 10.2, es autorregulado. En efecto, si se abre un poco la válvula de alimentación de vapor, la temperatura del agua se estabilizará a un nuevo valor como se verá más adelante al estudiar las variaciones de carga.

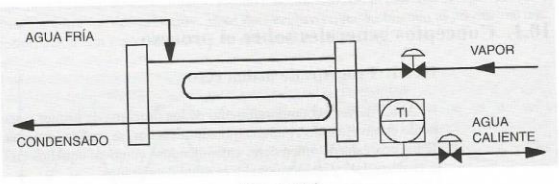


Figura 10.2

Por el contrario el proceso de nivel en un depósito no es autorregulado cuando el caudal de salida se obtiene a través de una bomba cuyo caudal de salida es constante, tal como muestra la Figura 10.3.

Manteniendo constante la salida, una pequeña variación en la entrada de líquido perturba la medida de nivel, dando como respuesta una variación de tipo rampa, ascen-

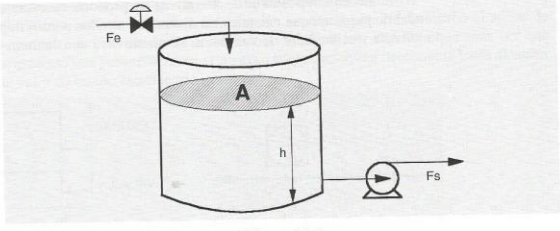


Figura 10.3

dente o descendente dependiendo si la válvula de entrada abre o cierra respectivamente, que se conoce como proceso integrador. La variación de altura estará ligada al caudal según la ecuación:

$$h = \int (Fe - Fs) \frac{1}{A} dt$$

Se pueden ver más detalles en los capítulos dedicados a medida y control de nivel. Como consecuencia de los diferentes tipos de respuesta, un sistema autorregulado será evidentemente más fácil de controlar que otro no autorregulado.

10.1.3. Carga del proceso

Se entiende por *carga del proceso* la cantidad total de materia y energía necesarios para mantener la variable de proceso en el valor deseado. En el ejemplo del cambiador la carga la forman el calor aportado por los caudales de vapor y agua fría, y calor eliminado por los caudales de agua caliente y condensado.

La eficacia del control de un proceso está relacionada directamente con dos factores:

- Retardos. Son tiempos que tarda la variable controlada en alcanzar un nuevo valor después de un cambio de carga.
- Cambios de carga. Modifican el valor de la variable controlada al producir alteraciones en el proceso.

Evidentemente, la carga de un proceso no siempre es constante, porque de serlo no haría falta regulación. Cuando se modifica alguna de las magnitudes del proceso, se dice que existen cambios de carga, los cuales se caracterizan por:

- La velocidad con que se producen.
- Su magnitud o amplitud relativa.

Estos dos factores determinan esencialmente el tipo de control a utilizar para estabilizar el proceso. La influencia de los cambios de carga puede ser diferente según su origen. En el caso del intercambiador estos cambios pueden estar:

- A la entrada del proceso. Cantidad de calor que entra con el vapor y el agua fría.
- A la salida del proceso. Agua caliente que sale del intercambiador.
- En las condiciones atmosféricas. Presión barométrica, temperatura ambiente, etc.

10.1.4. Proceso en estado de equilibrio

El proceso se encuentra en *estado de equilibrio* cuando la cantidad total de materia y energía aportada es igual a la cantidad total de materia y energía demandada. En

otras palabras, cuando la salida es igual a la entrada. Con objeto de simplificar se supone que no existen pérdidas, aunque éstas se pueden considerar como salidas. Es fácil comprender que cuando el intercambiador está en equilibrio, la temperatura del agua caliente será constante.

Se parte del supuesto en que el sistema del intercambiador de calor de la Figura 10.2 se encuentra en equilibrio cuando las dos válvulas tienen una apertura determinada y todas las demás variables tienen un valor constante, entre ellas la temperatura de salida. Después, en un momento dado, se aumenta bruscamente la apertura de la válvula de vapor, como se explica en el apartado correspondiente a variación de carga a la entrada que aparece más adelante. Observando a continuación la temperatura del agua caliente se puede ver que ésta varía progresivamente hacia un nuevo valor de equilibrio. Para comprender lo que ocurre en el proceso de intercambio, se puede seguir el camino recorrido por el suplemento de calor aportado cuando se abre la válvula de vapor, por medio de una variación en escalón.

Después de abrir la válvula de vapor es necesario un cierto tiempo antes que la cantidad suplementaria de vapor llegue al intercambiador. A continuación este vapor debe «cargar» el serpentín, después el calor adicional tiene que atravesar las paredes del serpentín antes de calentar el agua y finalmente el aumento de temperatura se detecta por el termopar con un cierto retraso. En otras palabras, existe un tiempo desde que se mueve la válvula de vapor hasta que se inicia la transferencia de calor, y otro tiempo desde que termina la transferencia de calor hasta que se detecta el cambio de temperatura en el termopar.

Como se puede ver se han encontrado algunas magnitudes características del proceso que han determinado la respuesta de éste después de la variación de carga. Estas características son: *capacitancia, resistencia y tiempo muerto o de transferencia,* descritas en otro capítulo.

La Figura 10.4 muestra el circuito clásico de carga de un condensador por medio de una fuerza electromotriz, a través de una resistencia. Se trata de un sistema de primer orden en el que, el efecto combinado de resistencia y capacidad forman la *constante de tiempo,* que también aparece con más detalle en otro capítulo:

$$\tau = R * C$$

donde: τ = Segundos
R = Ohmios
C = Faradios

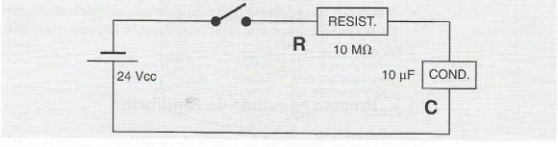


Figura 10.4

Provocando un salto en escalón al cerrar el interruptor, se genera la siguiente diferencia de potencial en los extremos del condensador:

$$ddp_C = Vcc * \left(1 - e^{-(t/\tau)}\right)$$

En el ejemplo de la Figura 10.4, al cabo de 100 segundos el condensador tendrá una diferencia de potencial entre sus extremos de 15,2 Voltios.

$$ddpC = 24 * \left(1 - e^{-\left(\frac{100}{10^6 * 10^{-6}}\right)}\right) = 15{,}2\ V$$

La Figura 10.5 muestra un ejemplo equivalente al anterior utilizando un tanque de almacenamiento, en el que la capacitancia es igual al área de líquido en la superficie, mientras que la resistencia la opone la válvula situada a la salida del tanque, equivalente a un orificio de restricción o resistencia al paso de líquido.

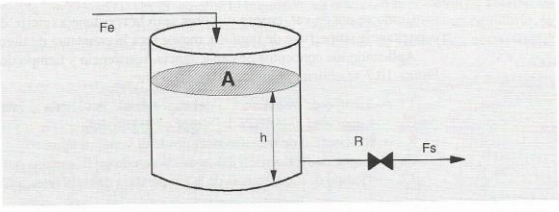


Figura 10.5

Partiendo del estado estacionario, al aumentar el caudal de entrada, por medio de un salto en escalón, el incremento de volumen en el tanque es igual a la diferencia de caudales en un intervalo de tiempo, o también la diferencia de altura para la superficie de líquido, es decir:

$$(Fe - Fs)\ dt = A\ dh$$

Cuando el caudal de entrada es constante, la altura de líquido (h) se estabilizará en el momento en que la presión hidrostática haga que el caudal de salida, a través del orificio de paso de la válvula, sea igual al de entrada. Por tanto, el caudal de salida será:

$$Fs = Fe = K * S * \sqrt{h}$$

siendo: S = Superficie del orificio de paso de la válvula
K = Constante

Considerando que los cambios de altura son pequeños, el caudal de salida dependerá de la altura de líquido y de la resistencia ofrecida por la válvula, según la relación:

$$Fs = h * \frac{1}{R}$$

en donde (R) es equivalente a la resistencia que ofrece el orificio de paso de la válvula en unidades de pérdida de carga por unidad de caudal, por ejemplo:

$$R = \left[\frac{kg/m^2}{kg/h}\right] = \left[\frac{h}{m^2}\right] \quad \Rightarrow \quad \frac{1}{R} = \left[\frac{m^2}{h}\right]$$

Sustituyendo la relación de caudal en el balance de volumen mostrado anteriormente, se tiene que:

$$(R * A)\frac{dh}{dt} + h = R * Fe$$

De acuerdo a los sistemas de primer orden, la constante de tiempo será:

$$\tau = R * A$$

Como se puede ver, cuanto mayores sean la resistencia (cierre de la válvula), o la capacitancia (superficie de líquido), mayor será la constante de tiempo del sistema.

Aplicando los conceptos de capacitancia, resistencia y tiempo de transferencia a la Figura 10.2 se obtiene la Figura 10.6, en la que:

T1 = Tiempo de transferencia del vapor desde la válvula al intercambiador.
Cv = Capacidad calorífica del vapor en el serpentín.
R = Resistencia de transferencia desde el vapor al agua.
Ca = Capacidad calorífica del agua contenida en la carcasa del intercambiador.
T2 = Tiempo de transferencia de la temperatura desde el intercambiador al termopar.

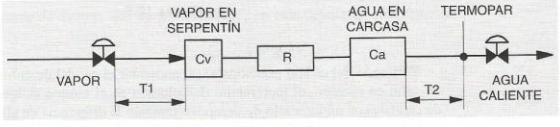


Figura 10.6

10.2. Reacción del proceso ante variaciones de carga

Anteriormente se ha visto que la respuesta de la temperatura del agua caliente, ante perturbaciones, dependerá de la constante de tiempo, debida a la transferencia de calor, y de los tiempos de transferencia existentes en ese proceso, debidos al lugar donde están situados la válvula de vapor y el termopar. Se puede suponer, en primera aproximación, que los tiempos de transferencia son muy pequeños, por lo que no se tienen en cuenta, y que la temperatura se mide con un termopar ideal de respuesta instantánea, no existiendo, por tanto, tiempos muertos.

Como consecuencia, las perturbaciones tendrán esencialmente su origen en la entrada o la salida del proceso, modificando la apertura de la válvula de vapor o del agua caliente respectivamente. A continuación se muestra la similitud del intercambiador de calor con el circuito de carga de un condensador por medio de una diferencia de potencial a través de una resistencia.

10.2.1. Procesos con una sola capacidad

Para simplificar más aún el ejemplo, no se tiene en cuenta la capacidad interna del serpentín por entender que es pequeña en comparación con la correspondiente a la carcasa del intercambiador de calor. Se obtiene, por tanto, un proceso con una sola capacidad, es decir, con una sola constante de tiempo formada por la resistencia (R) y el condensador (Ca), o lo que es igual, la resistencia a la transferencia de calor desde el vapor de agua (R), y la capacidad del agua para almacenar energía calorífica (Ca).

En la Figura 10.7 se muestra la analogía eléctrica de este proceso. La tensión de salida (Es) equivale a la temperatura del agua caliente o variable controlada, mientras que la intensidad (Ie) es la variable manipulada, en este caso la posición de válvula de vapor o resistencia variable de entrada (RVe). Cuando el proceso está en equilibrio, la temperatura del agua caliente, o lo que es igual, la tensión de salida (Es), es constante.

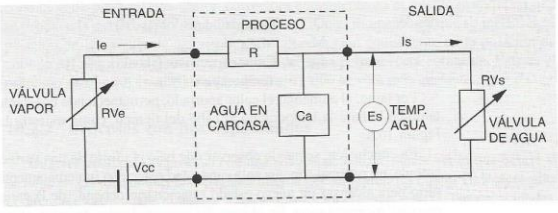


Figura 10.7

Variación de carga a la entrada

Se puede realizar abriendo la válvula de vapor media vuelta, equivalente a disminuir la resistencia variable (RVe). Esto hace aumentar la intensidad (Ie), puesto que I=V/R, equivalente a aumentar el caudal de paso de vapor. Una cantidad adicional de vapor llega al serpentín y empieza a suministrar un suplemento de calor al agua en la carcasa (Ca), a través de la resistencia (R) que oponen las paredes de tubos a la transferencia de calor. Esto proporciona un suplemento de corriente para cargar el condensador (Ca), traduciéndose en un aumento de la tensión (Es) que, como se ha mencionado anteriormente, equivale a la temperatura de salida del agua caliente, cuya respuesta es una exponencial de primer orden como la que aparece en la curva «A» de la Figura 10.8.

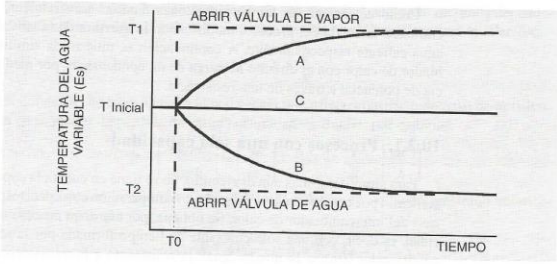


Figura 10.8

Si en lugar del símil eléctrico se mira desde el punto de vista de energía calorífica en el intercambiador, la cantidad de calor almacenada en el agua es:

$$Q = M * Cp * \frac{dT}{dt}$$

donde:
- Q = Cantidad de calor (kcal)
- M = Masa (kg)
- Cp = Calor específico [(kcal/(kg °C)]
- T = Temperatura (°C)

Por tanto, al aumentar el calor aportado, permaneciendo constante la masa de agua, también lo hará la temperatura al cabo del tiempo, como muestra la curva «A» de la Figura 10.8.

En conclusión, se puede observar que bajo el efecto de una variación de carga en la entrada, un proceso con una sola capacidad reacciona inmediatamente. El tiempo necesario para alcanzar un nuevo estado estacionario depende de la capacidad relativa del proceso, o capacitancia. En el caso del intercambiador de calor, si la energía calorífica se mide en kcal y el potencial en °C, la capacitancia estará expresada en kcal/°C.

Variación de carga a la salida

Partiendo del estado de equilibrio inicial, esta variación de carga se realiza abriendo la válvula de agua media vuelta, equivalente a disminuir la resistencia variable (RVs) y aumentar la intensidad (Is). Al aumentar bruscamente la salida de agua caliente, manteniendo constante el aporte de calorías, la temperatura a la salida disminuirá rápidamente. Al consumir una intensidad suplementaria, el condensador aumentará su descarga a través de (RVs). Se obtiene la respuesta exponencial que aparece en la curva «B» de la Figura 10.8.

Como el tiempo de respuesta está condicionado por el valor de la capacidad (Ca), correspondiente al agua en la carcasa, la respuesta es inmediata al variar la carga en la

salida. En otras palabras, al aumentar la apertura de válvula de salida de agua caliente aumenta el caudal de paso y, al permanecer constante el aporte de calor suministrado por el vapor, la temperatura disminuirá como consecuencia de la entrada de agua fría necesaria para compensar la salida de agua caliente.

Aplicando la ecuación anterior al mirarlo desde el punto de vista de energía calorífica,

$$Q = M * Cp * \frac{dT}{dt}$$

si permanece constante el calor aportado por el vapor, al aumentar la masa de agua disminuirá la temperatura al cabo del tiempo, como muestra la curva «B» de la Figura 10.8.

Variaciones de carga a la entrada y salida simultáneamente

Partiendo otra vez del estado de equilibrio inicial se abren las válvulas de vapor y agua a un valor equivalente, de forma que el aporte suplementario de calorías sea compensado por un consumo suplementario idéntico. Es evidente que en tales circunstancias la temperatura del agua caliente no tiene ninguna razón para cambiar de valor. Se obtiene la recta «C» que aparece en la Figura 10.8.

Como conclusión se puede decir que, en procesos con una sola capacidad, es posible mantener la variable controlada en el punto de consigna sin ninguna desviación, a condición de producir una acción correctora equivalente en el mismo instante en que se produce la perturbación. En otras palabras, si en el momento en que se modifica la posición de la válvula de agua se realiza la corrección equivalente en la posición de válvula del vapor, la temperatura de salida del agua permanecerá constante. Éste es el principio de control en adelanto (*feedforward*), que se verá más adelante.

10.2.2. Procesos con dos capacidades

Una vez analizado el proceso con una sola capacidad, se puede ver lo que ocurre si se tiene en cuenta además la capacidad interna del serpentín. La Figura 10.9 representa el circuito eléctrico equivalente al intercambiador en este supuesto de dos capacidades.

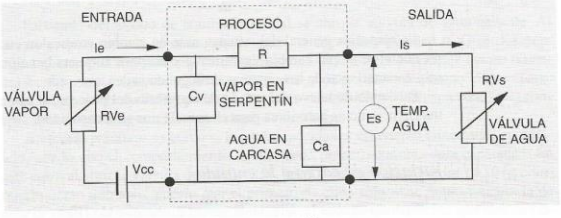


Figura 10.9

La Figura 10.10 muestra un ejemplo similar con dos tanques de almacenamiento en serie, en donde se puede ver que el primero de ellos afecta al segundo por medio de su salida, mientras que el segundo sólo se ve afectado por sí mismo. Este hecho se ve confirmado al analizar las variaciones de carga a la entrada y salida en el intercambiador de calor mostrado como ejemplo.

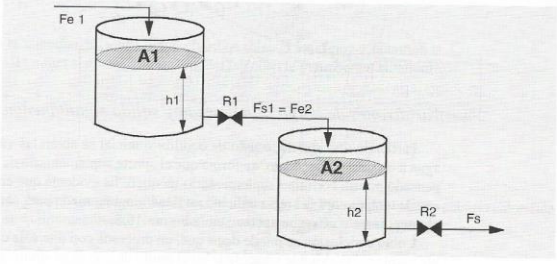


Figura 10.10

Continuando con el razonamiento aplicado a la Figura 10.5, el caudal de salida del primer tanque dependerá de:

$$(R1 * A1)\frac{dh1}{dt} + h1 = R1 * Fe1$$

El caudal de salida del primer tanque corresponde a la entrada al segundo, por lo que la salida de éste dependerá de:

$$(R2 * A2)\frac{dh2}{dt} + h2 = R2 * Fe2 = R2 * Fs1$$

La respuesta general del sistema, ante un cambio en escalón en la entrada, muestra que al principio cambia ligeramente y después aumenta la velocidad formando la «S» característica de los sistemas de segundo orden.

Partiendo de nuevo del estado de equilibrio del proceso se van a realizar las mismas experiencias anteriores para el caso de una sola capacidad.

Variación de carga a la entrada

Cuando se abre la válvula de vapor, disminuyendo (RVe), el aporte suplementario de calorías, suministrado por el vapor, o aumento en la intensidad (Ie), deberá prime-

ramente «cargar» la primera capacidad (Cv), correspondiente al vapor en los tubos del serpentín, y solamente cuando éstos hayan adquirido una cierta carga, podrá pasar una corriente de calor a través de la pared del serpentín hacia el agua contenida en la carcasa, aumentando la intensidad para cargar la capacidad (Ca). Se obtiene una respuesta como la que aparece en la curva «A» de la Figura 10.11. Esta curva en «S» es típica de los sistemas de segundo orden y se puede decir que la primera curvatura se debe a la primera capacidad, mientras que la segunda curvatura está producida por la segunda capacidad.

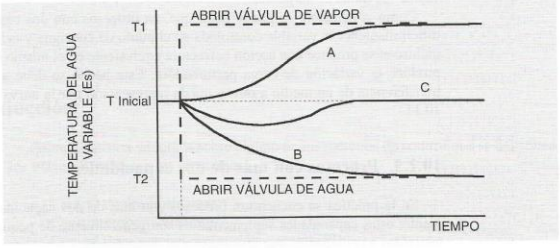


Figura 10.11

Como se ha visto anteriormente, la primera capacidad afecta a la segunda y, solo cuando la primera está próxima a su equilibrio, la segunda tiene un comportamiento similar a un sistema de primer orden.

Variación de carga a la salida

Partiendo del estado de equilibrio inicial se abre la válvula de agua caliente. Al aumentar bruscamente el consumo de agua, la segunda capacidad (Ca) se descarga directamente por la resistencia variable de salida (RVs), siendo evidente que se obtendrá siempre una respuesta según una exponencial de primer orden como la que aparece en la curva «B» de la Figura 10.11. La única contribución de la capacidad (Cv) consiste en aumentar ligeramente el tiempo de descarga.

A efectos prácticos es como si las dos capacidades estuvieran conectadas en paralelo, por lo que el comportamiento es similar al proceso con una sola capacidad. En este caso, al abrir la válvula de salida (R2), los dos tanques de la Figura 10.10 se comportan como uno solo, puesto que el primero de ellos sólo tiene como función la de aportar líquido al segundo. El sistema tiene el mismo comportamiento que uno de primer orden.

Variaciones de carga a la entrada y salida simultáneamente

Partiendo otra vez del estado de equilibrio inicial se abren las válvulas de vapor y agua a un valor equivalente, de forma que el aporte suplementario de calorías sea compensado por un consumo suplementario idéntico. Si bien es cierto que después de un cierto tiempo la variable controlada habrá vuelto al punto de consigna, no se puede evitar una cierta desviación momentánea de ésta, como muestra la curva «C» de la Figura 10.11, puesto que la descarga de la capacidad (Ca), o lo que es igual, el cambio en la temperatura del agua, es más rápida que la carga de la capacidad (Cv) por el aporte de vapor. Se opone la resistencia de transferencia entre el vapor y el agua a través de los tubos de serpentín.

Como conclusión, se puede decir que, en procesos con dos capacidades, es más difícil mantener la variable controlada en el punto de consigna y evitar su desviación, incluso si se produce una acción correctora equivalente en el mismo instante en que se produce la variación de carga perturbadora. Este hecho se debe a la resistencia de transferencia de un medio a otro y queda representado por la curva «C» de la Figura 10.11.

10.2.3. Procesos con más de dos capacidades

En la práctica se encuentran procesos con más de dos capacidades. Afortunadamente, estas capacidades suplementarias son generalmente de pequeño valor o están asociadas a resistencias que disminuyen su importancia.

Para volver al ejemplo del intercambiador de calor, hay que tener en cuenta que existe una tercera capacidad constituida por las pérdidas de calor al ambiente. Sin embargo esta capacidad relativamente importante se refleja en el proceso a través de una resistencia muy grande constituida por el aislante calorífico que rodea la carcasa. Existe una cuarta capacidad, aunque muy pequeña, constituida por los propios tubos del serpentín. Ciertamente se podría encontrar alguna más.

Para concluir, se puede decir que los procesos con capacidades múltiples tienen una respuesta que, a efectos de control, se aproxima mucho a la respuesta del proceso con una o dos capacidades.

11

Métodos o formas de control

11.1. Introducción

Aunque existen variantes sobre alguno de los métodos de control que se describen, los más utilizados son los siguientes:

- Control de dos posiciones.
- Control proporcional (P).
- Control proporcional con acción integral (PI).
- Control proporcional con acciones integral y derivativa (PID).

Antes de pasar a describir los diferentes modos de control, conviene mencionar que el control PID es la técnica de control básico más utilizada en la industria, donde más de un 90 % de los lazos de control utilizan la acción proporcional combinada con acción integral. Existe otro tipo de lazos que, debido a sus características dinámicas de retardo, utilizan además la acción derivativa, como ocurre en general con las temperaturas.

En los apartados siguientes se va a describir el comportamiento del lazo de control PID denominado «ideal», dada su independencia entre cada una de las acciones, de forma que la salida final de control es la suma de los efectos de cada una de ellas. Este tipo de algoritmo es el descrito por la Asociación de Instrumentación, Sistemas y Automatización (ISA).

Por otro lado, la mayoría de los fabricantes disponen de algoritmos denominados «interactivos» en los que se relaciona el comportamiento de unas acciones con otras, de forma que la salida depende de esas interrelaciones, las cuales son diferentes según el fabricante. Esto hace que, en el supuesto de cambiar de suministrador de controladores, sería necesario volver a sintonizar los mismos.

Por todo lo anterior, aquí sólo se va a describir el algoritmo ideal, puesto que se trata de ver el comportamiento de las diferentes acciones de control. Para ello, a continuación se van a ver, paso a paso, los procedimientos de control incrementando el nivel de automatización de forma progresiva.

Se supone que existe un proceso como el de la Figura 11.1, en el que a un tanque entra un caudal variable de líquido. Hay que calentar este líquido para que salga a una

temperatura deseada. Para conseguir esta temperatura se dispone de vapor de agua que fluye a través de un serpentín situado dentro del tanque.

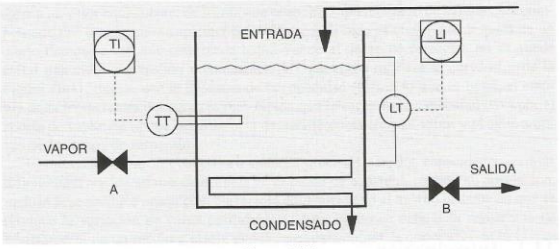


Figura 11.1

Actuando sobre el caudal de vapor se puede estabilizar la temperatura de salida deseada. Existe una complicación adicional y es que el nivel del tanque no debe rebosar ni quedarse vacío, es decir, debe mantenerse dentro de unos límites. Con objeto de simplificar sólo se va a tratar aquí el control de temperatura, puesto que al control de nivel se dedica un capítulo específico más adelante.

La temperatura se mide en el tanque y se transmite a un indicador visible desde la válvula «A». De forma similar el nivel se transmite a un indicador visible desde la válvula «B». Un operador tiene como trabajo mantener la temperatura dentro de unos límites prefijados, asegurándose al mismo tiempo que el nivel se mantiene dentro de los límites previamente establecidos.

11.2. Control de dos posiciones

Comúnmente llamado control Todo-Nada, también Abierto-Cerrado, *On-Off*, etc. Como su nombre indica, en el control de dos posiciones el elemento final de control sólo ocupa una de las dos posiciones posibles.

Para llevar a cabo este tipo de control se sustituyen las válvulas manuales «A» y «B» por automáticas y se montan actuadores de solenoide sobre las mismas, tal como aparece en la Figura 11.2, operándose por medio de pulsadores desde un lugar centralizado. Las válvulas solamente podrán asumir dos estados:

- Totalmente abiertas (*ON*).
- Totalmente cerradas (*OFF*).

La forma de control disponible para el operador se denomina *dos posiciones* o control Todo-Nada. Se supone por el momento que el nivel se mantiene constante y que el objetivo es controlar la temperatura en un *valor deseado* o *punto de consigna* de 100 °C. El operador compara la lectura del indicador con el valor deseado o de refe-

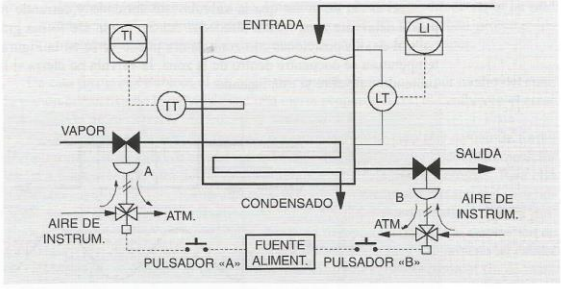


Figura 11.2

rencia que mantiene en la mente, y adopta una estrategia de control que puede ser denominada *forma de control*.

La forma o método más obvio será cortar totalmente el vapor, cerrando la válvula «A», cuando la temperatura sobrepase los 100 °C y suministrar todo el vapor abriendo esta válvula cuando la temperatura disminuya por debajo de los 100 °C. La temperatura tendrá una oscilación similar a la que aparece en la Figura 11.3, típica de esta forma de control puesto que, en un momento determinado, se suministra toda la energía disponible y en el momento siguiente se deja de suministrar.

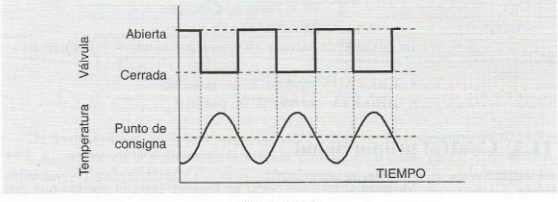


Figura 11.3

11.2.1. Comportamiento del control de dos posiciones

El intercambio de calor no se realiza instantáneamente, sino que transcurre un tiempo para que la energía se transfiera al líquido en el tanque o deje de transferirse. Como consecuencia, la temperatura oscilará en un rango de valores por encima y por debajo de los 100 °C. La amplitud de la oscilación dependerá fundamentalmente del retardo (LAG) del proceso y la atención que el operador preste para determinar el momento en que realiza el cambio de posición de la válvula.

Con el fin de evitar que la válvula esté abriendo y cerrando muy a menudo, se puede dejar una zona neutra alrededor del *Set Point*. De forma gráfica la acción del control de dos posiciones con zona neutra puede verse en la Figura 11.4. Mientras la temperatura se encuentre dentro de la zona, la válvula no cierra si la temperatura está subiendo o no abre si está bajando.

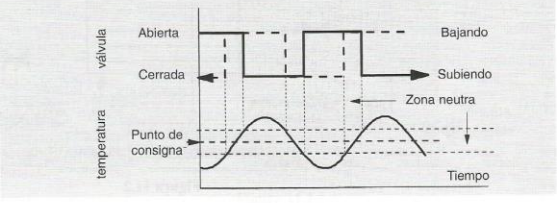


Figura 11.4

Sin tener en cuenta la zona neutra, la forma de control Todo-Nada puede expresarse matemáticamente de la forma siguiente:

$$E = SP - PV$$

Si PV > SP la salida será igual a 0 %
si PV < SP la salida será igual a 100 %

Siendo: E = Error
SP = Punto de Consigna
PV = Variable de Proceso

La posición de válvula (V) será, por tanto: ***V = f (signo E)***

- CERRADA cuando E es negativo
- ABIERTA cuando E es positivo

11.3. Control proporcional

Mirando al proceso como un balance entre la energía que entra y que sale, está claro que se obtendrá un control más amortiguado manteniendo un caudal estable de vapor en lugar de los saltos de un extremo a otro que produce el control de dos posiciones. Suponiendo que se mantiene el balance de materia, es decir, que la entrada de caudal es igual a la salida, obviamente, para cada caudal de salida del tanque existe una cantidad ideal de vapor que mantendrá la temperatura del líquido en 100 ºC. Este concepto sugiere dos modificaciones a la forma de control o estrategia contemplada anteriormente, con el fin de:

- *Conseguir el estado estacionario.* Para ello se debe fijar un caudal de vapor estable que, en condiciones medias de operación, tienda a mantener la temperatura en el valor deseado o *set point*, es decir, 100 ºC.

- *Compensar variaciones de carga.* Una vez que el caudal medio de vapor ha sido establecido, al aumentar o disminuir el error (SP-PV), se deben producir los correspondientes aumentos o disminuciones en el caudal de vapor.

De esta forma se establece el concepto de *control proporcional*, por medio del cual, la acción correctiva de la válvula tiene una cierta proporción con el cambio en el error o desviación entre *variable de proceso* y *Set Point*.

Las válvulas «A» y «B» del proceso deben modificarse para que actúen de forma proporcional, como aparece en la Figura 11.5. Esto significa que pueden ser posicionadas a cualquier apertura desde totalmente abiertas a totalmente cerradas. Para ello basta con sustituir las electroválvulas de solenoide por un servoactuador que generalmente es un posicionador neumático. Ahora el operador puede realizar ajustes graduales (proporcionales) en las válvulas al mismo tiempo que observa la desviación de temperatura. Es de esperar que los ajustes sean poco frecuentes si mantiene un caudal de vapor estable y próximo al valor medio necesario por el proceso con el fin de mantener equilibrado el balance de energía.

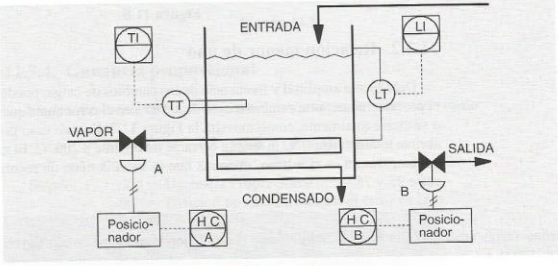


Figura 11.5

De forma gráfica, el control proporcional se puede ver en las Figuras 11.6, 11.7 y 11.8. El cambio en la posición de la válvula, para un error dado, puede tener distinto valor dependiendo de la relación entre ambos, como se puede ver en estas figuras. En este proceso la variación de carga se produce en la salida de líquido, de forma que al aumentar el caudal disminuye su temperatura, siendo necesario aportar calor adicional para compensar la variación de carga. Se trata, por tanto, de un sistema con acción inversa, el cual hace que la recta de control tenga pendiente negativa, aunque en los cálculos que se realizan aparezca la ganancia con valor positivo.

11.3.1. Relación uno a uno

Significa que la válvula se mueve 100 % de su carrera para un ± 50 % en el valor del error, como muestra la Figura 11.6. Se supone que el rango de control de tempe-

- *Compensar variaciones de carga.* Una vez que el caudal medio de vapor ha sido establecido, al aumentar o disminuir el error (SP-PV), se deben producir los correspondientes aumentos o disminuciones en el caudal de vapor.

De esta forma se establece el concepto de *control proporcional*, por medio del cual, la acción correctiva de la válvula tiene una cierta proporción con el cambio en el error o desviación entre *variable de proceso* y *Set Point*.

Las válvulas «A» y «B» del proceso deben modificarse para que actúen de forma proporcional, como aparece en la Figura 11.5. Esto significa que pueden ser posicionadas a cualquier apertura desde totalmente abiertas a totalmente cerradas. Para ello basta con sustituir las electroválvulas de solenoide por un servoactuador que generalmente es un posicionador neumático. Ahora el operador puede realizar ajustes graduales (proporcionales) en las válvulas al mismo tiempo que observa la desviación de temperatura. Es de esperar que los ajustes sean poco frecuentes si mantiene un caudal de vapor estable y próximo al valor medio necesario por el proceso con el fin de mantener equilibrado el balance de energía.

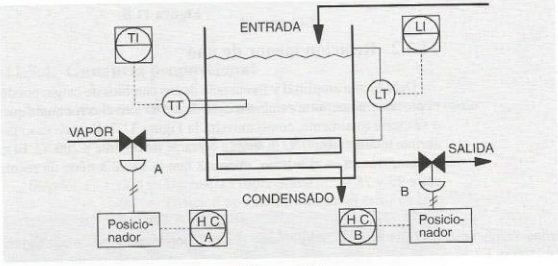


Figura 11.5

De forma gráfica, el control proporcional se puede ver en las Figuras 11.6, 11.7 y 11.8. El cambio en la posición de la válvula, para un error dado, puede tener distinto valor dependiendo de la relación entre ambos, como se puede ver en estas figuras. En este proceso la variación de carga se produce en la salida de líquido, de forma que al aumentar el caudal disminuye su temperatura, siendo necesario aportar calor adicional para compensar la variación de carga. Se trata, por tanto, de un sistema con acción inversa, el cual hace que la recta de control tenga pendiente negativa, aunque en los cálculos que se realizan aparezca la ganancia con valor positivo.

11.3.1. Relación uno a uno

Significa que la válvula se mueve 100 % de su carrera para un ± 50 % en el valor del error, como muestra la Figura 11.6. Se supone que el rango de control de tempe-

ratura está comprendido entre 0 y 200 °C, correspondiendo a los valores 0 y 100 %, y se quiere mantener un *Set Point* de 100 °C (50 % de rango). La válvula está totalmente abierta a 0 °C y totalmente cerrada a 200 °C, o lo que es igual, totalmente abierta a –50 % de error y totalmente cerrada a +50% de error.

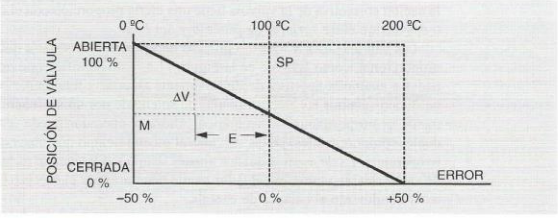


Figura 11.6

11.3.2. Relación menor de uno

Debido a la amplitud y frecuencia de los cambios de carga, puede ser necesario que el proceso requiera un cambio mayor de ± 50 % en el error antes que la válvula se abra o se cierre totalmente, como muestra la Figura 11.7. En este caso la válvula no llega a abrirse totalmente a 0 °C ni llega a cerrarse totalmente a 200 °C. El rango de actuación de temperatura es el mismo, mientras que la válvula tiene un recorrido comprendido entre 25 y 75 %.

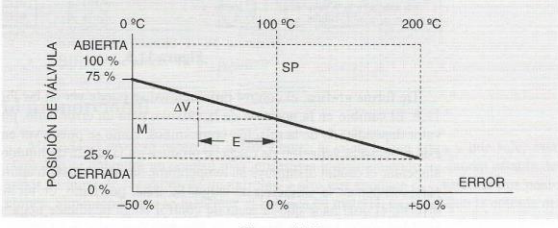


Figura 11.7

11.3.3. Relación mayor de uno

De la misma manera que en el caso anterior, debido a la amplitud y frecuencia de los cambios de carga, puede ser necesario que el proceso requiera un cambio menor

de ± 50 % en el error para que la válvula se abra o se cierre totalmente, como muestra la Figura 11.8. La válvula está totalmente abierta antes de llegar a 0 °C y totalmente cerrada mucho antes de alcanzar los 200 °C. En este caso la válvula tiene todo su rango de actuación, mientras que la temperatura alcanza los valores límite de 50 y 150 °C, o lo que es igual, 25 y 75 % de su rango de calibración.

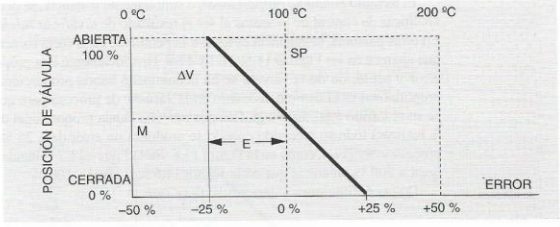


Figura 11.8

11.3.4. Ganancia proporcional

Matemáticamente el modo de control descrito puede expresarse como:

$$V = Kp * E + M$$

Siendo: Kp = Ganancia Proporcional
M = Posición de válvula cuando el error es cero.

El factor Kp es una medida de la sensibilidad, o ganancia, que debe existir entre error y posición de válvula, es decir:

$$Ganancia = \frac{Recorrido\ de\ la\ válvula}{Error\ porcentual\ temperatura}$$

En la Figura 11.6 la pendiente de la recta corresponde exactamente con el rango de actuación del controlador, o lo que es igual, el rango de actuación de la válvula corresponde con el rango de medida de temperatura en valor porcentual, por tanto, la ganancia es igual a 1.

$$\frac{100-0}{50-(-50)} = 1$$

En la Figura 11.7 la ganancia será igual a:

$$\frac{75-25}{50-(-50)} = 0.5$$

Por último, en la Figura 11.8 la ganancia será igual a:

$$\frac{100-0}{25-(-25)} = 2$$

El término *ganancia proporcional*, o simplemente ganancia, se deriva de las técnicas analíticas de control de procesos al ser el resultado de *dividir la salida entre la entrada*. En otras palabras, la ganancia es igual a la pendiente de la recta característica de control que aparece en las Figuras 11.6, 11.7 y 11.8. Históricamente esta proporcionalidad entre error y actuación de la válvula se ha denominado banda proporcional (BP). La banda proporcional es el cambio necesario en la variable de proceso para que la válvula realice su recorrido total. Esto significa que con una banda proporcional del 50 %, la válvula realizará todo su recorrido cuando se produzca un error de ± 25 % entre variable de proceso y *Set Point*, como en la Figura 11.8. En la Figura 11.7 la banda proporcional será igual a 200 %, mientras que en la Figura 11.6 será igual a 100 %.

De las definiciones anteriores se tiene que:

$$Kp = 100 / BP$$

El factor M que aparece en la ecuación anterior es igual a la posición de válvula en la cual se suministra justo la cantidad de vapor necesario para conseguir que la temperatura permanezca en 100 ºC, es decir, con error igual a cero, o lo que es igual, PV = SP. El valor de M aparece en las Figuras 11.6, 11.7 y 11.8, conociéndose de forma frecuente con el nombre de *reset manual* o reajuste manual.

Como resumen de lo descrito, para realizar control proporcional se necesitan al menos dos parámetros de ajuste, uno de ellos Kp y otro M. La complejidad de este modo de actuación consiste en conocer los valores de estos dos parámetros para conseguir un buen control.

11.3.5. Desviación permanente *(Off Set)*

No es necesario que transcurra mucho tiempo para que el operador de este proceso descubra una seria deficiencia del control proporcional, como es la dificultad de mantener la variable de proceso en el punto de consigna si existen frecuentes cambios de carga, por ejemplo cuando el caudal de salida del tanque aumenta súbitamente. Es evidente que si se desea que la temperatura del líquido se mantenga en 100 ºC será necesario suministrar más cantidad de vapor para compensar esta perturbación, llevando la válvula de vapor a una nueva posición.

Examinando la ecuación correspondiente al control proporcional, la única manera para que cambie la posición de la válvula será que haya cambiado el error, puesto que M es constante y Kp es la ganancia del controlador ajustada para conseguir el equilibrio en una situación dada.

A continuación se muestra un ejemplo para calentamiento de agua en el que se supone que su temperatura a la entrada es de 20 ºC, el rango del controlador es de 0 a 200 ºC, la ganancia es igual a 2 y la válvula tiene una característica lineal de forma que a plena apertura deja pasar 8.000 kcal/h, estando abierta el 50 %, que correspon-

de a 4.000 kcal/h. Esta situación queda reflejada en la Figura 11.9. Anteriormente ya se ha mencionado que este proceso tiene acción inversa, por lo que la pendiente de la recta de control es negativa.

Aplicando la ecuación de intercambio de calor:

$$Q = F * Cp * (Ts - Te)$$

Donde:
- Q = Cantidad de calor (kcal/h)
- F = Caudal de agua (m^3/h)
- Cp = Calor específico del agua [1 kcal / (m^3 °C)]
- Ts = Temperatura de salida del agua (°C)
- Te = Temperatura de entrada del agua (°C)

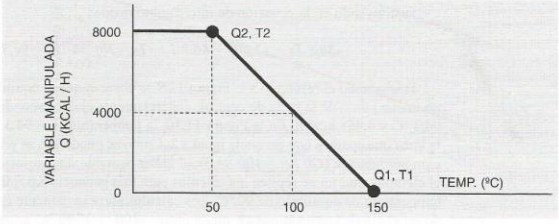


Figura 11.9

Con estas condiciones y aplicando la ecuación de intercambio, para obtener una temperatura a la salida de 100 °C se necesitan 80 kcal/h por cada m^3 de agua. En efecto,

$$80 = 1 * 1 * (100 - 20)$$

Puesto que la válvula de vapor se encuentra abierta al 50 % deja pasar 4.000 kcal/h que permiten calentar 50 m^3/h a 100 °C.

$$4.000 = 50 * 1 * (100 - 20)$$

Esta es la situación de equilibrio del balance de energía en el punto medio de la recta que aparece en la Figura 11.9. Ahora se supone que el caudal aumenta instantáneamente a 60 m^3/h. La temperatura empezará a disminuir inmediatamente y si no se toma ninguna acción llegará a estabilizarse en 86,7 °C, que corresponde a la línea que representa sin control en la Figura 11.10.

$$4.000 = 60 * 1 * (Ts - 20) \Rightarrow Ts = 86,7\ °C$$

Pero, debido al error y la ganancia proporcional, el controlador abrirá gradualmente la válvula de vapor en la medida en que baja la temperatura del agua en el tan-

que. Esta acción aumenta el aporte de calorías, tendiendo la temperatura a subir hasta equilibrar el sistema. El equilibrio se puede calcular resolviendo las ecuaciones siguientes:

- Ecuación de intercambio: $Q = F * Cp * (Ts - Te)$
- Recta de control Figura 11.9: $Q = Kp * Ts + M$

Aplicando la ecuación de la recta a la Figura 11.9 se obtiene:

- Pendiente: $Kp = \frac{Q2 - Q1}{T2 - T1} = \frac{8.000 - 0}{50 - 150} = -80$
- Recta de control: $Q = -80 * (Ts - 150) = -80 * Ts + 12.000$

Sustituyendo en la ecuación de intercambio queda:

$$-80 * Ts + 12.000 = 60 * 1 * (Ts - 20) \Rightarrow Ts = 94{,}3\ ^{\circ}C$$

Trasladando el resultado a la Figura 11.9 se observa que el equilibrio se obtiene en un nuevo punto de la recta de control, concretamente el correspondiente a los valores 94,3 °C y 4.458 kcal/h. En la Figura 11.10, la temperatura T = 94,3 °C corresponde a la línea que aparece con ganancia igual a 2. Como se puede ver, se produce una desviación permanente (*Off Set* = 100-94,3), al haber ocurrido una variación de carga. Si en el ejemplo anterior se repiten los cálculos para una ganancia Kp = 0,5, se obtiene una temperatura de equilibrio de 90 °C. Los cálculos son exactamente igual pero utilizando en el eje de temperaturas un rango entre −100 y +300 °C, como es el caso de la Figura 11.7.

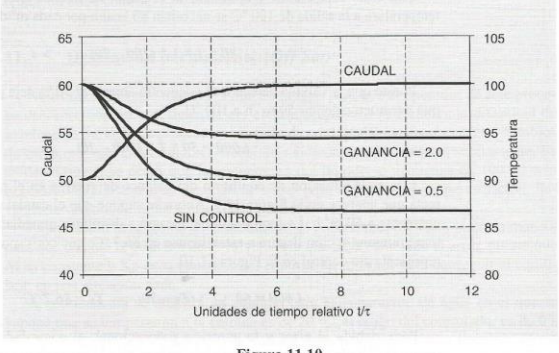


Figura 11.10

Los dos cálculos anteriores demuestran que, cuanto mayor sea el valor de la ganancia menor será la desviación. El problema es que la ganancia no puede ser aumentada indefinidamente porque el control llegará a ser inestable. Por tanto, es inevitable que permanezca algún error cuando cambia el valor de alimentación o carga, o lo que es igual cuando se producen perturbaciones. Estos conceptos se pueden ver en la Figura 11.11.

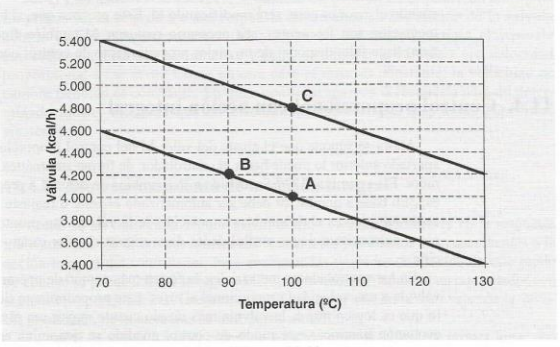


Figura 11.11

Con la situación de equilibrio inicial del ejemplo anterior, partiendo del punto «A» (100 ºC, 4.000 kcal/h), y suponiendo una ganancia Kp = 0,5, al pasar de 50 a 60 m^3/h la temperatura se estabilizará en 90 ºC siguiendo la recta de control proporcional hasta el punto marcado como «B», con un aporte de calor de 4.200 kcal/h.

$$60 * 1 * (90 - 20) = 4.200 \text{ kcal / h}$$

Para restablecer la temperatura al valor original de 100 ºC será necesario aportar la siguiente cantidad de calor:

$$60 * 1 * (100 - 20) = 4.800 \text{ kcal / h}$$

Siguiendo la recta de control es imposible conseguir 4.800 kcal/h, puesto que *la ganancia ha sido previamente ajustada para unas condiciones de proceso*, por lo que permanece constante. En caso contrario sería necesario ajustar una ganancia en el controlador para cada cambio de carga. Como consecuencia, para conseguir el aporte adicional de calor sólo existe un camino, y es modificar la ordenada en el origen de la recta de control para que el equilibrio se consiga en el punto «C», desplazando la recta a una nueva posición paralela, tal como aparece en la Figura 11.11. Le ecuación de la recta es:

$$V = K * T + M$$

Si la ganancia K permanece constante, matemáticamente la única forma de corregir esta deficiencia es a través de M, o reset manual. La función de este término es obvia. Cuando se modifica el valor de M, se está moviendo la válvula a una nueva posición que permite igualar PV y SP con las nuevas condiciones de carga. En este caso, cuando se produce un incremento en el caudal de salida de agua, la ecuación de control muestra claramente que la única manera para obtener un nuevo valor de V, cuando el error es cero, será modificando M. Esto provoca que, si los cambios de alimentación son frecuentes, sea necesario reajustar M también frecuentemente. Por tanto hace falta disponer de un mejor procedimiento de control que el proporcional.

11.4. Control proporcional con acción integral

Ahora se supone que el ajuste del valor M del control proporcional descrito en el apartado anterior lo puede hacer el controlador, de forma automática, en lugar del operador. Esto elimina el *Off Set* debido a los cambios de carga. La pregunta que aparece es: ¿En base a qué factor debe ser automatizado *el reset* o reajuste manual? Un concepto intuitivo es el de cambiar la posición de la válvula tan pronto se detecte algún error, pero existen pocas posibilidades de averiguar el valor exacto de la nueva posición.

En los controladores industriales, la forma más común de operar es la de mover la válvula a una velocidad proporcional al error. Este procedimiento tiene sentido, puesto que es lógico mover la válvula más rápido cuanto mayor sea el error. Debido a la evolución histórica, este modo de control añadido se denomina reset automático o acción integral, cuyo nombre se verá posteriormente de donde se deriva. Se utiliza conjuntamente con el control proporcional para eliminar la desviación permanente u *Off Set*.

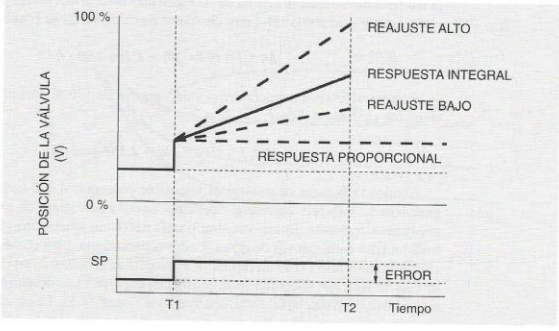


Figura 11.12

La Figura 11.12 muestra la respuesta en lazo abierto de los modos de control proporcional + integral ante un cambio de carga producido en escalón. Con el fin de facilitar su comprensión, se supone que el error producido por el salto en escalón permanece constante. En lazo cerrado el error va disminuyendo progresivamente debido a las acciones proporcional más integral.

En el momento T1 se provoca un cambio en escalón en el punto de consigna. En primer lugar se produce una respuesta instantánea en la posición de la válvula debida al control proporcional (V = Kp * E). Al mismo tiempo el reajuste automático detecta que hay un error y empieza a mover la válvula a una velocidad proporcional a ese error. Como en este caso el error es constante, la velocidad de cambio también es constante. En trazo continuo aparece la respuesta para un determinado ajuste, mientras que en discontinuo aparecen las respuestas para otros ajustes.

11.4.1. Dimensionamiento de la acción integral

Como se ha visto en la Figura 11.12, existen diversas pendientes en la respuesta motivadas por los diferentes ajustes realizados a los parámetros correspondientes a la acción integral del controlador. Para averiguar las unidades de medida de este modo de control se puede utilizar la Figura 11.13, en la que, partiendo de un controlador con acciones proporcional más integral, se modifica en el minuto cero el valor de la variable controlada de manera que se introduzca un error.

La señal de salida hacia el elemento final de control sufrirá en primer lugar una variación «P» debida a la acción proporcional y a continuación una variación progresiva debida al reajuste automático. Si se toma como medida sobre el eje de ordenadas el efecto «P» y se divide el eje de tiempo en minutos, se puede dimensionar fácilmente el efecto del reajuste.

Existen dos formas de expresar el reajuste automático:

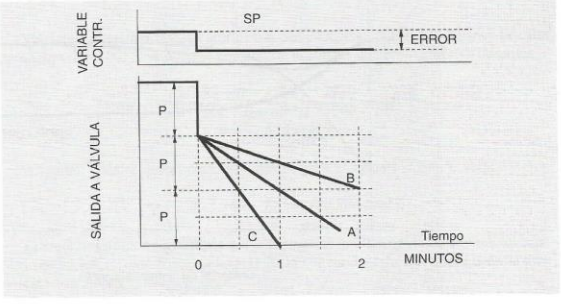


Figura 11.13

- Midiendo sobre el eje de ordenadas el número de veces que la acción integral ha repetido el efecto «P» de la acción proporcional en 1 minuto. Se conoce con el nombre de «repeticiones por minuto».
- Cronometrando el tiempo necesario para que el reajuste repita una vez el efecto «P» debido a la acción proporcional. Se obtiene el tiempo integral en «minutos por repetición».

La cifra obtenida por un método es evidentemente la inversa de la del otro. Volviendo a la Figura 11.13, la curva «A» corresponde a 1 rep/min o 1 min/rep; la curva «B» a 0,5 rep/min o 2 min/rep y la curva «C» a 2 rep/min o 0,5 min/rep. En la teoría de control actual se suele utilizar el concepto de tiempo integral medido en minutos, como el segundo método descrito.

11.4.2. Comportamiento de la acción integral

Partiendo del ejemplo descrito al ver la acción proporcional y representado en la Figura 11.10, se puede ver ahora, en la Figura 11.14, el comportamiento del sistema de control incluyendo acción integral. Se observa que, después de una desviación inicial, la acción integral lleva la temperatura a 100 ºC, o lo que es igual, el error a cero, eliminando el *Off Set*.

Reconociendo que la acción integral mueve la válvula a una velocidad proporcional al error, se puede escribir este modo de control matemáticamente como:

$$\frac{dV}{dt} = Ki * (E)$$

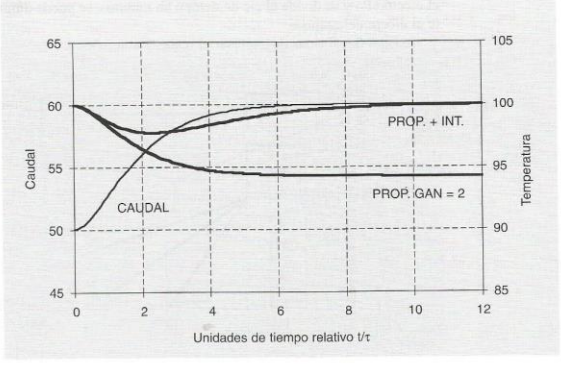


Figura 11.14

La pregunta es: ¿Dónde se situará la válvula en cada momento cuando existe error? La respuesta se encuentra integrando la ecuación diferencial anterior, con lo que:

$$V = Ki * \int_0^t (E)\, dt$$

La posición de la válvula es proporcional a la integral del error que ha existido desde el tiempo cero. Esta forma de ver la acción de reajuste le ha dado el nombre de control integral.

Al tratarse del área formada entre medida y punto de consigna, y utilizando control por medio de ordenador, se debe tomar la siguiente ecuación de cálculo entre dos ejecuciones de control del algoritmo:

$$V_t = V_{t-1} + Ki * (SP - PV)$$

El factor «Ki» de las ecuaciones anteriores es normalmente:

$$Ki = \frac{Kp}{Ti}$$

Donde: Kp = Ganancia Proporcional
Ti = Tiempo Integral

El término tiempo integral se utiliza para describir el mismo concepto que otras veces se conoce con el nombre de tiempo de reajuste.

Finalmente, combinando el control proporcional y el integral da como resultado la ecuación del controlador con estos dos modos de control.

$$V = Kp * \left[(E) + \frac{1}{Ti} \int_0^t (E)\, dt \right] + M$$

Volviendo al ejemplo de la Figura 11.9, con ganancia igual a 2, el balance de calor para 60 m^3/h y 100 °C se obtiene uniendo de nuevo las dos ecuaciones ya descritas:

$$Kp * Ts + B = F * Cp * (Ts - Te)$$
$$-80 * 100 + B = 60 * 1 * (100 - 20)$$
$$B = 12.800\ kcal/h$$

Por tanto, el calor que es necesario aportar para alcanzar los 100 °C será:

$$Q = -80 * 100 + 12.800 = 4.800\ kcal/h$$

Con control proporcional únicamente se aportan 4.458 Kcal/h, obteniendo el equilibrio en 94,3 °C. Como consecuencia, la acción integral tendrá que suministrar la diferencia entre ambos valores, es decir:

$$VI = 4.800 - 4.458 = 342\ kcal/h$$

valor que corresponde al desplazamiento de la ordenada en el origen de la recta de control aplicable en este caso.

11.5. Control proporcional con acción derivativa

Los procesos con tiempo muerto, o retardos en la transmisión, pueden presentar dificultades para su control. Si el controlador tiene acciones proporcional más integral, la ganancia debe ser pequeña y el tiempo integral grande para evitar la oscilación continua. Como consecuencia, cuando existen cambios de carga se produce una desviación excesiva y se requiere mucho tiempo para volver al punto de consigna.

Tanto la acción proporcional como la integral necesitan un cambio en el signo del error para invertir la salida. Parece razonable añadir una acción de control adicional basada en la velocidad de cambio del error, para adelantarse y compensar el efecto de retardo antes mencionado. Con esta acción se establece un modo bajo el cual hay un movimiento de la válvula proporcional a la velocidad de cambio del error o de la variable de proceso. Esta corrección adicional solamente se realiza mientras el error está cambiando, y desaparece cuando el error deja de cambiar o permanece constante, incluso aunque exista un error importante.

La velocidad es la derivada del desplazamiento. Por tanto, la acción derivativa siempre estará en función de la velocidad de cambio del error. Al analizar su efecto sobre el elemento final de control, hay que fijarse en la pendiente de la curva característica obtenida en función del valor instantáneo del error.

En la Figura 11.15 A se puede ver la derivada de una variación a velocidad constante, mientras que en la Figura 11.15 B aparece la correspondiente a una variación a velocidad variable para un coeficiente de derivación determinado. Se puede ver que la acción derivativa tiene únicamente una influencia temporal. En el momento en que el error se estabiliza, el efecto transitorio de la acción derivativa desaparece. Matemáticamente este modo de control se describe de la forma siguiente:

$$V = Kd * \left(\frac{d(E)}{dt} \right)$$

Kd = Constante derivativa

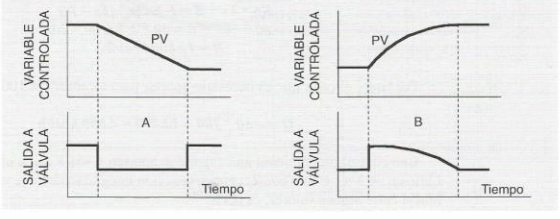


Figura 11.15

Manteniendo el punto de consigna constante, la diferencial del error será:

$$(PV_t - SP_t) - (PV_{t-1} - SP_{t-1}) = PV_t - PV_{t-1}$$

Para conocer la velocidad de cambio es necesario tener en cuenta tres ejecuciones de control. Por tanto, la ecuación será:

$$V = Kd * [(PV_t - PV_{t-1}) - (PV_{t-1} - PV_{t-2})]$$

Como se puede ver, cuando la velocidad es constante las diferencias serán constantes y el valor de salida de la acción derivativa será cero. Es necesario un cambio de dirección en la variable de proceso para que la salida tenga algún valor distinto de cero. Como consecuencia, su comportamiento es el de anticiparse a las perturbaciones que ocasiona la variable de proceso.

Combinando el control proporcional y el derivativo da como resultado la ecuación del controlador con estos dos modos de control.

$$V = Kp * (E) + Kd * \left(\frac{d(E)}{dt}\right) + M$$

11.5.1. Dimensionamiento de la acción derivativa

La acción derivativa es la más difícil de dimensionar. A continuación se muestra un ejemplo en el que se supone que el error está cambiando a velocidad constante. Esto puede hacerse modificando el punto de consigna o bien la variable de proceso, tal como muestra la Figura 11.16. En el primer momento la acción derivativa provoca un movimiento instantáneo de la válvula proporcional a la velocidad de cambio del error.

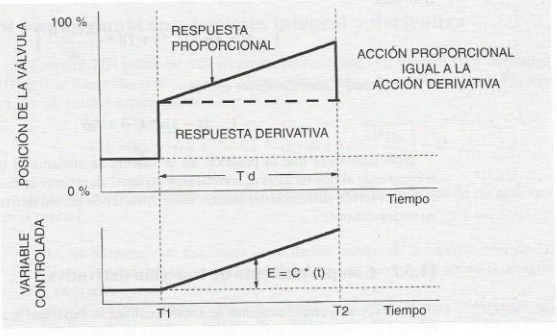


Figura 11.16

A partir del momento T1 la acción proporcional contribuye con un movimiento adicional de la válvula como consecuencia del aumento en el error. Algún tiempo después, en el momento T2, la respuesta de la acción proporcional tendrá el mismo valor que la respuesta de la acción derivativa. El tiempo transcurrido entre T1 y T2 es el que se conoce como *Rate* o tiempo derivativo Td.

Igual que ocurre con la constante de acción integral, habitualmente se asocia la respuesta derivativa con la proporcional. Por tanto, la constante Kd se transforma, en función de la ganancia proporcional, en:

$$Kd = Kp * (Td) = \frac{100}{BP} * Td$$

Donde Td = Tiempo derivativo

Teniendo en cuenta que el error es:

$$E = C * t$$

Donde: C = Pendiente de la recta característica del cambio
t = Tiempo

la ecuación de control proporcional + derivativo se convierte en:

$$V = Kp * C * t + Kp * Td * \left(\frac{d(C * t)}{dt}\right) + M$$

Trasponiendo términos y sacando factor común, el cambio en la posición de la válvula obtenido a partir de la ecuación con los modos de control proporcional y derivativo, será:

$$V - M = Kp * \left(C * t + Td * \frac{d(C * t)}{dt}\right)$$

Derivando y sacando factor común,

$$V - M = Kp * C\,(t + Td)$$

Esto demuestra que la posición de la válvula se adelanta el tiempo Td, el cual corresponde al que tardaría el control proporcional en obtener el mismo valor de posición de válvula partiendo del mismo error. Añadiendo acción derivativa es de esperar un mejor control.

11.5.2. Comportamiento de la acción derivativa

Para ver su comportamiento se puede realizar la experiencia representada en la Figura 11.17 utilizando control proporcional y derivativo. El trazo continuo representa la salida de un controlador proporcional ante un error o cambio en la variable de

proceso, en este caso temperatura, mientras que el trazo discontinuo representa la respuesta de un controlador proporcional más derivativo. Se obtiene la misma posición de válvula en la unidad de tiempo 12 con acción proporcional que en la unidad de tiempo 8 con acción proporcional más acción derivativa. La acción derivativa anticipa los efectos de la proporcional en un tiempo 12 – 8 = 4, o lo que es igual, Td = 4.

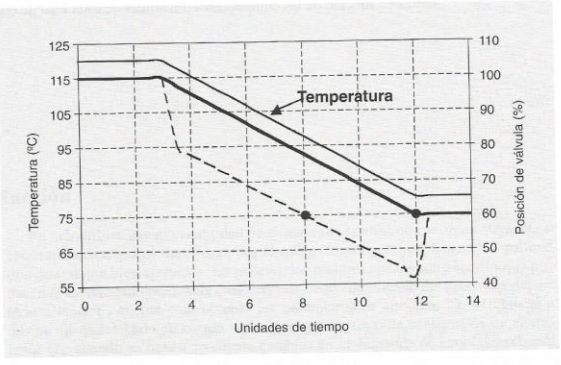


Figura 11.17

11.6. Control proporcional con acciones integral y derivativa

El control PID reúne las tres acciones: proporcional (P), integral (I) y derivativa (D) que se han visto anteriormente. Matemáticamente es la combinación de los tres modos de control expuestos, es decir:

$$V = Kp * \left[(E) + \frac{1}{Ti} * \int_0^t (E)\, dt + Td * \frac{d(E)}{dt} \right] + M$$

Como resumen, sólo queda comentar la contribución de cada una de las acciones en el control.

- *Acción proporcional.* Estabiliza la oscilación natural de la variable controlada. Elimina además el grado de inestabilidad introducido por las acciones integral y derivativa.
- *Acción integral.* Proporciona una corrección o reajuste para compensar las variaciones de carga y mantener la variable controlada sobre el punto de consigna.

- *Acción derivativa.* Anticipa el efecto de la proporcional con el fin de estabilizar más rápidamente la variable controlada después de cualquier cambio en el proceso.

Como se ha visto en otros apartados, no tienen el mismo comportamiento todas las variables de proceso, por lo que las constantes de ajuste Kp, Ti y Td han de ser diferentes en función de las componentes dinámicas de cada lazo de control.

12

Ajuste de controladores

12.1. Introducción

En la industria hay gran cantidad de sistemas de control que permanentemente se encuentran en régimen transitorio, por lo que es importante que tengan sus parámetros de sintonía bien ajustados. En general, los mejores ajustes son aquellos que producen la estabilidad deseada, la cual depende de lo complicado del proceso y del criterio a tener en cuenta para obtener los parámetros de sintonía. No se obtiene el mismo ajuste teniendo en cuenta variaciones en el punto de consigna de un controlador que cuando se tienen en cuenta cambios en la demanda de carga del proceso. Puesto que esta última es la situación más habitual, los procedimientos de ajuste de parámetros que aparecen en este capítulo están encaminados a rechazar perturbaciones en la carga.

Por otro lado hay que mencionar que existen dos procedimientos generales para el ajuste de parámetros, como son manual y automático. De forma general se debe preferir el procedimiento automático siempre que se cumpla al menos una de las siguientes condiciones:

- Se invierta menos tiempo en la sintonía del controlador, con menos esfuerzo por parte del personal que la ejecuta o con menos perturbaciones en el proceso.
- Produzca mejores resultados.

En cualquier caso hay que tener en cuenta:

- Coste de compra y tiempo de aprendizaje del software para ajuste automático.
- Cómo actuar frente a lazos problemáticos.

Por último mencionar que cuando existen lazos en cascada, la sintonía automática puede presentar problemas al ajustar el lazo primario, puesto que su objetivo suele ser eliminar el error del controlador sobre el que se efectúa el ensayo. En una cascada nivel caudal, los criterios han de ser diferentes dependiendo del destino de la corriente de proceso o del tipo de equipo sobre el cual se quiere controlar el nivel.

La suma de conceptos mencionados anteriormente suele conducir a preferir el ajuste manual sobre el automático. Hay que decir, por último, que cualquier experto puede obtener resultados similares a los que se obtienen de forma automática.

Respecto al procedimiento manual, existe gran cantidad de métodos de ajuste de controladores, desde los más académicos basados en funciones de transferencia del proceso, estabilidad frente a perturbaciones, dominio de la frecuencia, etc., hasta los más simples basados en prueba y error realizados en campo. En cualquier caso, los métodos basados en cálculos teóricos proporcionan parámetros que se utilizan como orientación para realizar el ajuste del controlador, siendo necesario, en la mayoría de las ocasiones, el ajuste final por medio del método clásico de prueba y error (trial & error).

Otro concepto a tener en cuenta es que la ganancia total del lazo de control no permanece constante a lo largo de todo el recorrido del elemento final de control, como se verá en el capítulo dedicado a válvulas automáticas. Esto hace que, por ejemplo, un ajuste realizado al 80 % de carga sea incapaz de controlar perfectamente el proceso cuando éste disminuye al 30 % de carga y viceversa, de ahí la conveniencia de que los ajustes sean conservadores a fin de dar mayor robusted frente a los movimientos producidos por cambios de carga.

De forma simplificada, un lazo de control está formado por los bloques que aparecen en la Figura 12.1. Asumiendo que la ganancia del transmisor (Kt) es igual a 1, el conjunto formado por la ganancia de la válvula (Kv), y la del proceso (Kp), deben ser compensadas por la del controlador (Kc), puesto que:

$$Kc * Kv * Kp = Constante$$

Teniendo en cuenta que sintonizar (tuning), consiste en poner en sintonía los parámetros del controlador con las características del proceso, se puede deducir fácilmente que es muy difícil mantener constante la ganancia Kc cuando existen variaciones de carga, al no permanecer fijas tanto Kv como Kp.

Como se ha mencionado anteriormente, existen diversos métodos de ajuste de controladores, desarrollados en una gran cantidad de artículos publicados. Con objeto de dar a conocer algunos de ellos, en los apartados siguientes se describen los métodos más conocidos, los cuales pueden ser divididos en dos grupos, como son:

- LAZO CERRADO
  - Ensayo sistemático.
  - Última sensibilidad.
  - Periodo de oscilación.

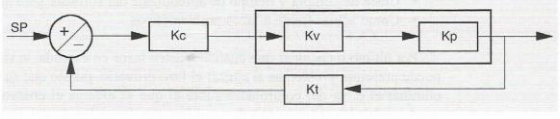


Figura 12.1

- LAZO ABIERTO
  - Curva de reacción.
  - Integración de área.
  - Modelo interno de control.

De la misma manera que existen diferentes métodos, también existen diferentes criterios para considerar bien sintonizado un controlador. En general, los métodos de ajuste tienden a obtener una relación de decaimiento 1/4, como aparece en la Figura 12.2. Realmente este tipo de ajuste es excesivamente agresivo, por lo que se tiende a suavizarlo disminuyendo la relación anterior a valores alrededor de 1/10. De esta manera se tarda más tiempo en igualar la variable de proceso con el punto de consigna, pero a cambio se producen menos oscilaciones en la variable de proceso. Cuando se realiza un salto de escalón en el punto de consigna de un controlador, o ante cualquier otra perturbación, se obtiene la relación de amortiguamiento dividiendo la altura de los dos primeros picos consecutivos. En la Figura 12.2 la relación es el cociente de dividir la altura del pico «B» entre la del pico «A».

Antes de continuar quizá sea conveniente recordar un par de conceptos que nos deben hacer poner los pies en el suelo a la hora de llevar a cabo la sintonía de controladores. Estos conceptos pueden ser explicados como:

- *Sintonía en el mundo real.* La mayor parte de los procesos no son lineales, haciendo que su comportamiento sea diferente en función del punto de operación. Las válvulas, además de su no linealidad en función de la carga del proceso, suelen presentar histéresis o atranques que modifican el comportamiento del lazo. Mientras que en simulación cualquier cambio en los parámetros de sintonía puede ser apreciado en la respuesta, en campo los pequeños cambios en los mismos parámetros pueden quedar enmascarados por la propia dinámica del proceso, por lo que son necesarios cambios de 10 o 20% para observar sus efectos. Como consecuencia una sintonía puede ser consi-

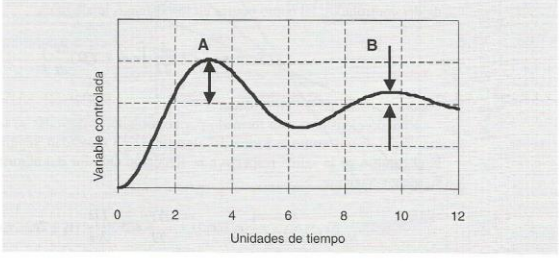


Figura 12.2

derada aceptable siempre que se encuentre dentro de estos márgenes de comportamiento.

- *Múltiples combinaciones de parámetros.* Para una información detallada se puede consultar Process Control Systems de Shinskey, por lo que aquí, sin entrar a analizar su fundamento teórico, se puede decir que un lazo de control con acciones proporcional más integral tiene la siguiente ecuación cuando la relación de decaimiento es igual a 1/4:

$$Kp\ Kc \sqrt{1 + \left(\frac{P}{2\pi\, TI}\right)^2} = 0{,}5$$

En esta ecuación se conocen la ganancia del proceso (Kp), y el periodo (P), de oscilación del lazo, quedando una ecuación con dos incógnitas, la ganancia del controlador (Kc), y el tiempo integral (TI). Como consecuencia existen múltiples combinaciones de parámetros que cumplen con el enunciado. El problema consiste en averiguar cuál es la mejor de las combinaciones que satisface los criterios de estabilidad del lazo.

Queda decir, por último, que la mayor parte de los lazos de control en las unidades de proceso se ajustan fácilmente por el método tradicional de prueba y error. Existe sin embargo, un número de lazos que, debido a sus particularidades, necesitan algún método más exacto de ajuste. Entre las particularidades se pueden citar:

- Lazos con respuesta muy lenta frente a una perturbación.
- Lazos críticos para el proceso.
- Lazos particularmente difíciles por su tipo de reacción ante perturbaciones.

12.2. Dinámica de las acciones de control

Aunque existen diferentes ecuaciones de control, aquí solo se menciona la correspondiente al algoritmo PID estándar, en el que todas las acciones de control están basadas en el error entre medida y punto de consigna, cuya formulación es la siguiente en el algoritmo tipo posición, denominado así porque se calcula directamente la salida del controlador, tal como ocurre en los sistemas analógicos.

$$Sc = Kc\left(e + \frac{1}{TI}\int e\, dt + TD\,\frac{de}{dt}\right)$$

donde: Sc = Salida del controlador

Cuando el sistema está formado por controladores digitales se utiliza una aproximación conocida como la forma del algoritmo tipo velocidad, según la cual, se calcula el cambio en la salida respecto a la ejecución anterior del algoritmo, quedando la siguiente ecuación:

$$Sc_t = Sc_{t-1} + \left[(e_t - e_{t-1}) + \frac{\Delta t}{TI}\, e_t + \frac{TD}{\Delta t}\,(e_t - 2e_{t-1} + e_{t-2})\right]$$

donde: Δt = Tiempo entre ejecuciones del algoritmo.

12.2.1. Acción proporcional

La Figura 12.3 muestra las dos propiedades que caracterizan a la acción proporcional:

- Respuesta inmediata.
- Respuesta específica.

Aunque el valor de equilibrio se puede dar en cualquier valor comprendido entre 0 y 100 % de salida del controlador, con el fin de facilitar su comprensión, se supone que el sistema se encuentra en equilibrio con una salida del 50 %. De esta manera se puede hacer coincidir los extremos del rango de salida con los extremos del rango de calibración del controlador. En el control proporcional, cada valor de ganancia define una relación específica entre error y salida, la cual se expresa como:

$$Sc = Kc * E + M$$

donde:
Sc = Salida del controlador.
Kc = Ganancia proporcional del controlador.
E = Error en valor porcentual.
M = Valor de equilibrio cuando el controlador se encuentra en manual.

Por ejemplo, si el punto de consigna se fija al 60 % de rango y la medida se encuentra situada al 40 %, con ganancia igual a 2, valor de equilibrio a 50 % y acción inversa se tiene:

$$Sc = 2 * (60 - 40) + 50 = 90\ \%$$

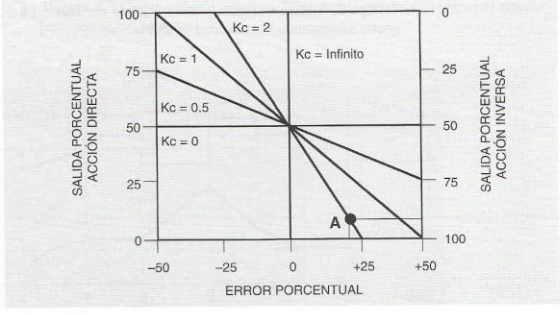


Figura 12.3

Esta *respuesta inmediata* está representada por el punto «A» de la Figura 12.3. En esta representación, *la característica específica* de la acción proporcional significa que las coordenadas de error y salida identifican un punto que cae sobre la línea de ganancia igual a 2, sobre la que únicamente se mueve este controlador.

Cuando la ganancia aumenta, la respuesta hace que la salida del controlador se mueva en una zona de error (banda proporcional), más estrecha, llegando al límite en el que, si la ganancia es igual a infinito (banda proporcional igual a cero), el más leve error ocasiona la apertura o cierre del elemento final de control, comportándose a efectos prácticos como el control de dos posiciones. En el otro extremo, con ganancia igual a cero (banda proporcional igual a infinito), la salida del controlador no responde ante cambios en el error. Recordemos en este punto que la ganancia está en proporción inversa con la banda proporcional (BP), de forma que:

$$Kc = \frac{100}{BP}$$

12.2.2. Acción integral

La acción integral se combina con la acción proporcional para eliminar el *offset* cuando este no es aceptable. De la misma manera que la acción proporcional, la integral responde a los cambios en el error. Sin embargo, la acción integral se basa en el principio en el que la respuesta es proporcional, tanto al tamaño como al signo del error a lo largo del tiempo.

En la Figura 12.4 aparece la relación entre respuesta integral y error. Inicialmente, mientras el error es cero la salida permanece constante, produciéndose los siguientes movimientos ante cambios en el error:

- Tiempo 1. Se produce error constante y permanente. La acción integral responde moviendo la salida a velocidad constante y proporcional al tamaño del error.
- Tiempo 2. Aumenta el error permaneciendo constante. La acción integral responde aumentando la velocidad de salida.

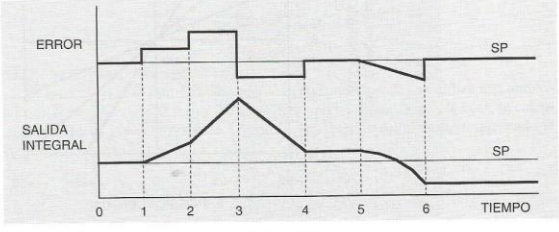


Figura 12.4

- Tiempo 3. Cambio de signo del error. La acción integral responde moviendo la salida en dirección opuesta.
- Tiempo 4. Error cero. La acción integral se detiene manteniendo la salida en el valor existente en ese momento.
- Tiempo 5. Aumenta el error a velocidad constante. La acción integral responde moviendo la salida a velocidad que incrementa de forma continua.
- Tiempo 6. Error cero. La acción integral se detiene manteniendo la salida en el valor existente en ese momento.

La Figura 12.4 muestra la propiedad más importante de la acción integral. Mientras la proporcional condiciona su salida exclusivamente al error, la integral puede obtener cualquier valor de salida, deteniéndose solo cuando el error es cero. Esta propiedad permite eliminar el *offset* generado por la acción proporcional, puesto que tan pronto existe algún error, la acción integral mueve la salida en la dirección necesaria para eliminar ese error.

12.2.3. Acción derivativa

Las acciones proporcional e integral muestran una seria limitación. La respuesta sólo cambia de sentido cuando se invierte el signo del error. La acción derivativa se basa en el principio por el cual el controlador debe responder a la velocidad de cambio en la medida de la variable de proceso, incluso aunque el error sea muy pequeño o nulo en el primer momento. La Figura 12.5 muestra la relación entre medida y respuesta derivativa ante cambios en la medida.

- Tiempo 1. Salto en escalón positivo. Al tener velocidad infinita, la acción derivativa responde dando a la salida un «latigazo». Como la medida se estabiliza después del cambio, la respuesta derivativa retorna inmediatamente a cero.
- Tiempo 2. Salto en escalón negativo. El efecto es exactamente igual al anterior, pero con signo contrario.

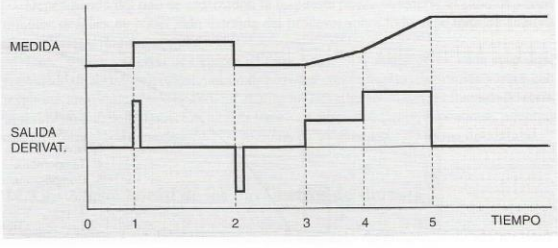


Figura 12.5

- Tiempo 3. La medida aumenta a velocidad constante. La acción derivativa responde con una contribución constante y proporcional a la velocidad de cambio en el instante inicial.
- Tiempo 4. Aumenta la velocidad de cambio. La contribución de la acción derivativa aumenta proporcionalmente al cambio de velocidad del momento del cambio.
- Tiempo 5. Se detiene el cambio en la medida. La contribución de la acción derivativa retorna a valor cero.

La respuesta derivativa es independiente del valor absoluto de la medida. Cuando no existe cambio en la medida la respuesta derivativa es igual a cero.

12.3. Comportamiento de las variables de proceso

Cada una de las variables de proceso tiene un retardo asociado en función de las cargas, constante de tiempo y propiedades físicas. La Figura 12.6 muestra una curva hipotética en la que aparecen las variables de proceso en función de su retardo en la respuesta. Esta curva indica una primera aproximación para fijar los parámetros de sintonía cuando se va a realizar control en lazo cerrado.

A continuación se realiza una breve descripción del comportamiento de las variables en orden creciente de retardo:

- *Caudal.* Es un proceso de respuesta rápida, con una capacitancia muy pequeña al no existir almacenamiento. Los mayores retardos se ocasionan en el propio sistema de medida y control, incluyendo la válvula automática. En general los lazos de caudal se ajustan muy fácilmente por el método de ensayo sistemático, teniendo en cuenta además que solamente se les aplican acciones proporcional más integral.
- *Presión.* Cuando se trata de gas, se suele caracterizar por una gran capacitancia, pequeño retardo en la transferencia y tiempo muerto pequeño. La capacitancia es útil para la autorregulación del proceso. La presión en líquidos se comporta a la misma velocidad que el caudal. Como en el caso de caudal, si se trata de

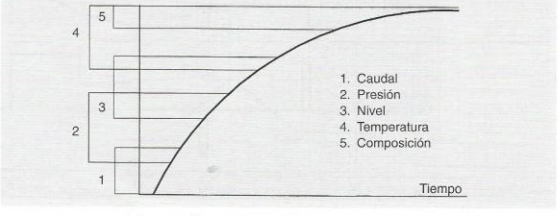


Figura 12.6

mantener presión en fase líquido el ajuste puede realizarse por medio de ensayo sistemático por tratarse de una variable con respuesta rápida. Cuando se trata de controlar presión de producto en fase vapor es conveniente disponer de un modelo de proceso, aunque no sea excesivamente riguroso.

- *Nivel.* Tiene cierta similitud con el control de presión. La capacitancia suele ser considerable y los retardos en la transferencia pequeños. Cuando se opera a presiones de proceso medias o altas, la autorregulación es prácticamente nula, sobre todo en recipientes con tiempo de residencia pequeño. Dadas las características de esta variable, su control se suele realizar:
  - Entre límites. Control de dos posiciones
  - Nivel medio. Se sacrifica el control de nivel, permitiendo que exista error, con objeto de estabilizar el proceso aguas abajo.
  - Nivel ajustado. Máxima importancia al control de la variable de proceso, no permitiendo error entre medida y punto de consigna.

El ajuste de controladores de nivel tiene su propia problemática, dedicando un capítulo completo a su tratamiento.

- *Temperatura.* Dada la naturaleza de la transferencia de calor, este proceso se caracteriza por tener mayor capacitancia que los anteriores, así como velocidad de respuesta lenta y, en muchas ocasiones, tiempos muertos importantes. Por otro lado, la propia medida de temperatura tiene un retardo asociado, dada la naturaleza del sensor y vaina termométrica de protección. La temperatura quizá sea la variable que más necesita de un modelo de proceso para obtener los parámetros de sintonía. No existen reglas fijas que puedan orientar acerca de los valores de ganancia y tiempo integral que necesita cada lazo de control en particular.
- *Composición.* Es la variable con respuesta más lenta, debido fundamentalmente a:
  - Sistema de acondicionamiento de muestra.
  - Sistema de detección de la variable a medir.

Dependiendo del tipo de analizador, la respuesta puede obtenerse al cabo de varios minutos después de haber sido extraída del proceso, sobre todo si se trata de análisis discontinuos como un cromatógrafo.

Dada la gran variedad de tiempos de respuesta de los analizadores, cada caso debe ser tratado de forma individual, puesto que los hay con respuesta muy rápida y otros con respuesta muy lenta. Por ejemplo, un analizador de oxígeno en gases efluentes de combustión con sonda de inserción directa tiene una respuesta rápida y continua, mientras que un cromatógrafo puede tardar 30 minutos en obtener datos de forma discontinua.

12.3.1. Ajuste inicial de los parámetros de sintonía

Cualquier método de ajuste que requiera modelo de proceso necesita un tiempo, en algunos casos bastante largo, de análisis de los datos obtenidos por medio

de pruebas. En ciertas ocasiones no es posible realizar el ajuste de los parámetros de sintonía por medio de ningún método de ajuste como los que se describen posteriormente. Este hecho suele ocurrir sobre todo durante periodos de puesta en marcha de unidades de proceso por primera vez, en cuyo periodo no se dispone de tiempo para obtener datos con los que realizar el estudio de las respuestas de proceso, debiendo fijar parámetros que aunque no sean los mejores permitan continuar con la fase de puesta en marcha.

Para esta situación, y basándose en las características de los diferentes lazos de control expuestas anteriormente, se puede utilizar la siguiente tabla de valores de ajuste. Estos valores se entiende que son *una primera aproximación*, siendo necesario reajustar posteriormente en función de la respuesta real de cada lazo de control una vez alcanzado el punto de operación normal de trabajo de la unidad. En los lazos de temperatura, al tener una respuesta temporal variable en función del tipo de proceso y del rango de calibración del controlador, la ganancia puede alcanzar valores mucho más altos que el mostrado en la tabla, aunque este es un buen valor inicial para una gran parte de los lazos.

En cualquier caso, los valores mostrados en la tabla son válidos para la primera puesta en servicio de un lazo de control, con la seguridad que estos valores no provocarán reacciones extrañas en el proceso.

VARIABLE	Gan. Prop. Kp	Tiempo Integral Min/Rep	Tiempo Derivat. Minutos
Caudal o presión de líquido	0,6 a 0,8	0,2 a 0,6	0,0
Presión de gas	2,0 a 5,0	0,5 a 4,0	0,0
Nivel	1,0	Tiempo residencia o 10,0	0,0
Temperatura	Función del rango o 2,0	5,0	0,4

Realizando una discriminación por tipo de variable, los valores para caudal estarán próximos a los valores finales porque, lógicamente, durante la fase de diseño tanto las válvulas automáticas como los rangos de medida, tuberías, etc. están dimensionados en proporción a los caudales de operación.

Los valores para presión de gas son orientativos, puesto que depende mucho del rango asignado al controlador, igual que ocurre con la temperatura.

El nivel, como se ha mencionado anteriormente, tiene su propio método de ajustar los parámetros de sintonía.

Por último, para obtener los parámetros de sintonía de un controlador de temperatura es fundamental su rango de calibración, de forma que si se modifica este rango será necesario volver a calcular los parámetros. En los sistemas actuales de control digital se suelen fijar rangos muy grandes en el controlador de temperatura, en cuyo caso su ganancia también ha de ser muy grande.

Se puede utilizar como ejemplo un lazo al que se provoca un salto en escalón de 5 % en la salida a válvula y se obtiene una variación de temperatura de 8 °C. A partir de la curva de reacción del proceso se averigua que el tiempo muerto es de 1,5 minutos y la constante de tiempo de 4,5 minutos. Si el rango del controlador de temperatura está comprendido entre 0 y 600 °C, la ganancia porcentual del proceso será 0,27,

$$\frac{100 * 8}{600 * 5} = 0{,}27$$

Si ahora se calibra el controlador a un rango comprendido entre 450 y 550 °C la ganancia porcentual del proceso será 1,6.

$$\frac{100 * 8}{100 * 5} = 1{,}6$$

Con estos datos, aplicando cualquier método de ajuste cuya particularidad sea la de obtener amortiguación de 1/4, la ganancia a aplicar al controlador será Kc=12 para el primer caso y Kc=2 para el segundo. En ambos casos, el tiempo integral será aproximadamente 3 minutos y el tiempo derivativo 0,5 minutos. Se puede decir que, en caso de mantener la ganancia original del controlador Kc=12 después del cambio de rango, el lazo de control será totalmente inestable.

Como conclusión, cuanto mayor es el rango de calibración del controlador menor es la ganancia del proceso y mayor la ganancia del controlador. Cuando el rango de calibración se encuentra próximo al valor de operación normal del proceso, la ganancia del controlador suele tener un valor de referencia próximo al que aparece en la tabla, como ocurre en el segundo caso del ejemplo anterior.

12.4. Selección de la acción de control

Cuando se conecta un controlador a un proceso, como aparece en la Figura 12.7, se crea un lazo cerrado de control con realimentación. Esta realimentación puede ser positiva o negativa y la diferencia es esencial para el comportamiento del lazo. Cada

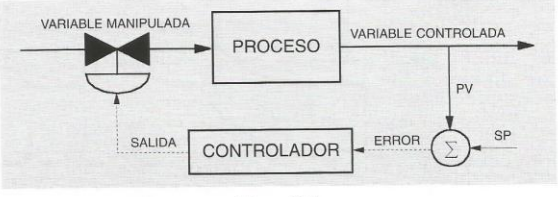


Figura 12.7

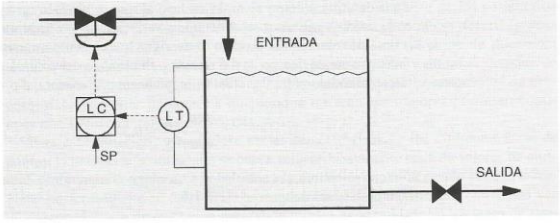


Figura 12.8

controlador dispone de un sistema para cambiar la acción de control, el cual define la dirección en la señal de salida del controlador en función de los cambios en la medida de la variable de proceso.

La *acción de control directa* hace que el controlador aumente su salida cuando aumenta la medida de la variable de proceso. La *acción de control inversa* hace que el controlador disminuya su salida cuando aumenta la medida de la variable de proceso. Si la acción de control no se elige correctamente será imposible realizar control en lazo cerrado.

La Figura 12.8 muestra un lazo de control de nivel en un recipiente manipulando el caudal de entrada. La válvula es de tipo con aire abre (fallo cierra), lo cual significa que al aumentar la señal de salida del controlador abrirá la válvula. El comportamiento del lazo dependerá de la acción de control que se fije en el controlador, obteniendo los resultados que aparecen en la Figura 12.9 en función de si la acción es:

- *Directa* (Figura 12.9 A). En modo manual se mantienen constantes la medida de nivel y la salida del controlador. Tan pronto se cambie el modo de control a automático, cualquier pequeña perturbación que haga aumentar el nivel hará aumentar la salida del controlador abriendo más la válvula automática y como consecuencia pasando más caudal. Esta acción es incorrecta porque llevará el nivel a su máximo valor sin posibilidad de retorno al punto de consigna. Igual ocurre,

Figura 12.9

pero en sentido contrario, si la perturbación hace disminuir el nivel. En ambos casos el lazo de control tiene *realimentación positiva*.

- *Inversa* (Figura 12.9 B). Igual que en el caso anterior, en modo manual se mantienen constantes la medida de nivel y la salida del controlador. Al pasar a modo automático, ante cualquier perturbación, la salida del controlador irá en la dirección necesaria para oponerse a los cambios en la medida de nivel. Esto hace que la medida tienda hacia el punto de consigna. El sistema tiene *realimentación negativa*, la cual es absolutamente necesaria para que el lazo de control sea estable.

La selección correcta de la acción de control dependerá de cada aplicación en particular. Si en el ejemplo de la Figura 12.8 se colocara la válvula en la línea de salida del tanque, la acción de control correcta sería la directa puesto que al aumentar el nivel debe aumentar la salida. Asimismo, si se utilizara una válvula con aire cierra (fallo abre), la acción de control sería la contraria a la que se ha descrito anteriormente, por lo que es imprescindible conocer la acción a fallo de aire.

En ocasiones existen posicionadores de válvulas automáticas que invierten la respuesta de la válvula ante cambios en la señal de control recibida. En cualquiera de los casos descritos, la elección incorrecta de la acción de control del lazo hará que la medida no se estabilice, tendiendo hacia alguno de sus límites de rango de calibración.

12.5. Ejemplo de proceso a controlar

La Figura 12.10 muestra un intercambiador de calor en el que se realiza el control de temperatura de salida del agua caliente manipulando el caudal de vapor de entrada para compensar las variaciones en la carga. En este ejemplo el caudal de agua fría es la variable de carga del proceso. Para controlar la temperatura, su controlador debe equilibrar el balance de calor manipulando el caudal vapor. Esto requiere acción de control inversa, puesto que al disminuir la temperatura debe aumentar el caudal de vapor.

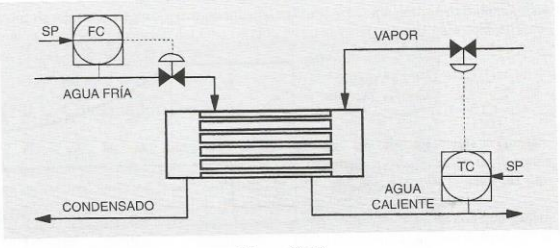


Figura 12.10

Las características de este proceso son las siguientes:

- Temperatura de entrada del agua fría: 20 °C
- Rango del controlador de agua fría: 0 a 100 m^3/h
- Rango del controlador de temperatura: 0 a 200 °C
- Rango de la válvula de vapor: 0 a 8.000 kcal/h

A este proceso, cuya ganancia es igual a 2, se le va a aplicar control de temperatura con acciones proporcional, proporcional más integral y proporcional más derivativa. Por último se presentará la respuesta con acciones proporcional más integral más derivativa.

Para empezar se supone que el proceso se encuentra en estado estacionario con la válvula de vapor a 50 %, equivalente a 4.000 kcal/h, y la temperatura del agua caliente se encuentra a 100 °C, valor al cual también se encuentra fijado el punto de consigna. El caudal de agua fría es de 50 m^3/h.

Partiendo de la situación descrita, y con el lazo de control de temperatura actuando solo con acción proporcional, se va a provocar un cambio de carga al proceso, pasando de 50 a 60 m^3/h el caudal de agua fría, lo que se puede considerar como un salto en escalón. En caso de no existir ningún tipo de control, este hecho producirá un error negativo (PV-SP) como el que aparece en la Figura 12.11.

Puesto que el caudal de agua fría es mayor, la temperatura empezará a disminuir, alcanzando un nuevo estado estacionario con un error permanente que dependerá del valor fijado como ganancia en el controlador proporcional.

Como se puede ver, los resultados del cambio de carga, o perturbación en el proceso, se pueden observar directamente y, lógicamente, comparar con valores anteriores. Este hecho es importante a la hora de ajustar los parámetros de sintonía del controlador. Por todo ello, cuando se trata de observar el efecto del ajuste sobre los parámetros de sintonía, los cambios de carga deben hacerse de la forma siguiente:

- En ambas direcciones a partir del valor normal de operación.
- Que sea suficientemente grande para provocar una variación considerable, pero no tan grande como para producir daños en la unidad, obtener producto fuera de especificación o afectar al resto de sistemas o procesos.

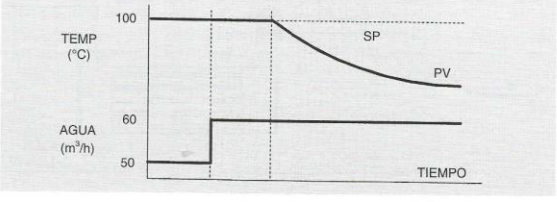


Figura 12.11

Después de cada cambio debe darse suficiente tiempo para observar el efecto total del ajuste. En procesos con reacción lenta este tiempo puede llegar a ser de varias horas antes de obtener la estabilización.

Con objeto de simplificar el proceso descrito como ejemplo, se supone que se lleva a cabo un intercambio de calor, sin cambio de fase, de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$Q = F * Cp * (Ts - Te)$$

donde:	Q	= Cantidad de calor	(kcal/h)
	F	= Caudal de agua	(m^3/h)
	Cp	= Calor específico del agua	(1 kcal/m^3 °C)
	Ts	= Temperatura salida del agua	(°C)
	Te	= Temperatura entrada del agua	(°C)

Con los datos suministrados anteriormente, el estado estacionario inicial será:

$$4.000 = 50 * 1 * (100 - 20)$$

Al modificar el caudal de agua desde 50 a 60 m^3/h, el controlador tendrá que modificar la posición de válvula hasta conseguir un nuevo equilibrio introduciendo más cantidad de vapor. Dependiendo de las acciones de control aplicadas, este equilibrio se conseguirá con o sin error permanente entre la variable de proceso y el punto de consigna.

12.6. Método de ajuste por ensayo sistemático

Aplicado al ejemplo descrito, este método de ajuste requiere que el controlador y el proceso estén operando en automático, lo cual significa que se realiza en lazo cerrado. El procedimiento general consiste en empezar con un ajuste ancho de todas las acciones y estrecharlas poco a poco, en pasos sucesivos, hasta obtener la estabilidad deseada. En otras palabras, iniciar el ajuste con acción poco agresiva, o lo que es igual valor de ganancia pequeño, tiempo integral máximo y tiempo derivativo mínimo. Este método emplea la reacción del lazo cerrado en un sistema que está bajo control, siendo el más utilizado en la práctica.

12.6.1. Controlador con acción proporcional

Como ya se ha visto, este tipo de controlador tiene ajustable solamente la constante de proporcionalidad (ganancia). Si aumenta la ganancia (disminución de la banda proporcional), aumenta la inestabilidad. Por otro lado, si disminuye la ganancia (aumento de banda proporcional), la desviación permanente u *offset* aumenta.

Teniendo en cuenta estas características se debe empezar el ajuste con una ganancia pequeña, aumentándola gradualmente en pasos sucesivos al mismo tiempo que se van realizando cambios de carga. Después de cada ajuste, y cambio de carga siguien-

te, se debe observar la respuesta del proceso hasta que se consiga la estabilidad deseada. Siguiendo criterios teóricos, puede considerarse terminado el ajuste del controlador cuando la respuesta de la variable controlada, ante un cambio de carga, tenga una relación de amortiguamiento de 0,25, o lo que es igual, un comportamiento similar al que aparece en la Figura 12.2. En la práctica es preferible que esta relación sea más pequeña para que se produzcan menos oscilaciones en el proceso.

Las Figuras 12.12 y 12.13 muestran las curvas características de recuperación con diferentes valores de ganancia proporcional. Al modificar la ganancia, el efecto que se produce, siguiente al cambio de carga, muestra cómo el ajuste de la ganancia es un compromiso entre estabilidad y señal de error permanente u *offset*.

La Figura 12.12 muestra la respuesta con ganancia proporcional igual a 3 en el controlador de temperatura del ejemplo propuesto. Se puede ver que cuando se alcanza el equilibrio, después de la perturbación, se mantiene un error permanente de 3,8 °C, es decir, el balance de calor se equilibra cuando la temperatura de salida es de 96,2 °C, de acuerdo al comportamiento descrito para la acción proporcional y que se vio en la Figura 12.3.

La Figura 12.13 muestra el mismo ejemplo pero utilizando ganancia proporcional igual a 5 en el controlador de temperatura. Se puede ver que cuando se alcance el equilibrio, después de la perturbación, se mantiene un error permanente de 2,3 °C, es decir, el balance de calor se equilibra cuando la temperatura de salida es de 97,7 °C, manteniendo un *offset* más pequeño que en el anterior.

Por último, la Figura 12.14 muestra el mismo ejemplo con ganancia proporcional igual a 6,8 en el controlador de temperatura. Se puede ver que después de la perturbación no se alcanza el equilibrio, manteniendo una oscilación periódica. En otras palabras, se ha alcanzado la ganancia última o valor límite de ganancia manteniendo estabilidad. Si aumenta la ganancia por encima de este valor se producirá oscilación creciente al haber sobrepasado el límite de estabilidad.

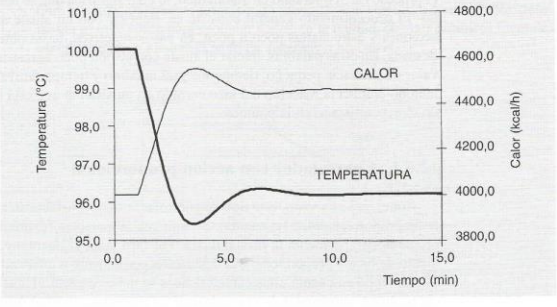


Figura 12.12

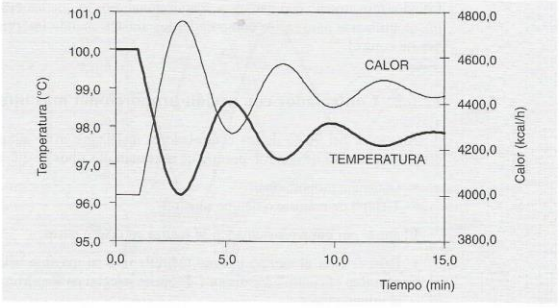


Figura 12.13

De acuerdo a la mayor parte de criterios que existen en la bibliografía, la ganancia para este lazo de control debería fijarse en 3,4 para obtener un ajuste con relación de decaimiento 0,25. En la práctica este valor se debe fijar un poco más bajo, con lo cual se llega a la respuesta que aparece en la Figura 12.12. De esta manera quedarán absorbidas las perturbaciones que puedan ocurrir y que no estaban previstas o conocidas al efectuar la sintonía del lazo de control.

En cualquier caso, y para terminar este apartado, pocas veces se tiene un con-

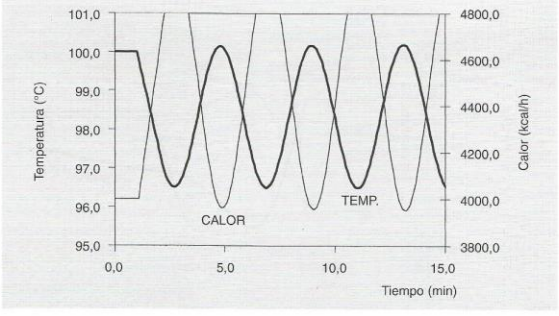


Figura 12.14

trolador únicamente con ganancia proporcional, por lo que los ejemplos mostrados puede utilizarse para mejor comprender los ajustes cuando intervienen otras acciones de control.

12.6.2. Controlador con acción proporcional más integral

Alrededor del 90 % de los controladores instalados en la industria disponen de estas dos acciones de control, por lo que necesitan dos tipos de ajuste:

- Ganancia proporcional.
- Tiempo de reajuste o tiempo integral.

El ajuste por ensayo sistemático se realiza en cuatro pasos:

- *Paso 1.* Fijar el tiempo integral (Min/Rep), a su máximo valor. Si en lugar de Min/Rep el controlador dispone de ajuste integral en Rep/Min, este se debe fijar al mínimo valor.
- *Paso 2.* Seguir el procedimiento descrito para el controlador proporcional, aumentando la ganancia hasta que se obtenga una relación de amortiguamiento de aproximadamente 0,25.
- *Paso 3.* Disminuir la ganancia ligeramente.
- *Paso 4.* Empezando con el tiempo integral más alto, se va disminuyendo en incrementos, creando al mismo tiempo cambios de carga, hasta que la oscilación se considere excesiva en amplitud. A continuación aumentar al doble el tiempo integral.

Las Figuras 12.15, 12.16 y 12.17 muestran las curvas características de recuperación con diferentes ajustes de tiempo integral. En todas ellas se observa la mayor o

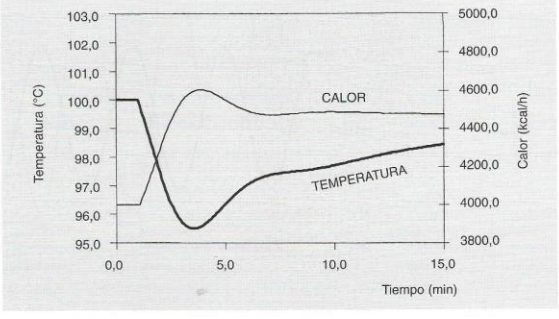


Figura 12.15

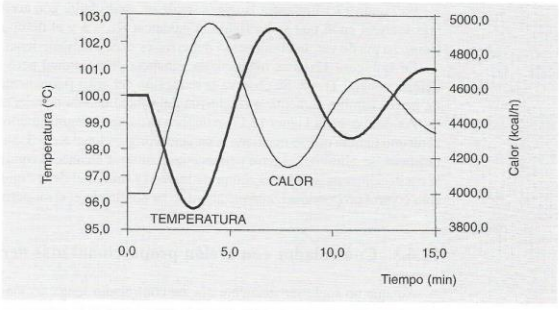


Figura 12.16

menor eliminación del error permanente que produce la acción integral. De forma simplificada, la salida del controlador será igual a la suma de la correspondiente a la acción proporcional más la acción integral. Siguiendo con el ejemplo mostrado para la acción proporcional:

$$Sc = Kc * E + 50 + Si$$

donde: Si = Salida Integral

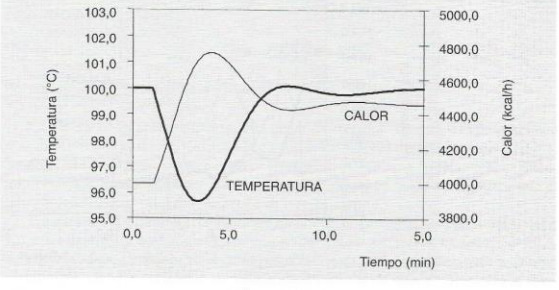


Figura 12.17

La Figura 12.15 muestra la respuesta de un controlador con acciones proporcional más integral en el que se ha fijado la ganancia Kc = 3 y el tiempo integral Ti = 15. Como se puede ver, la eliminación del error es excesivamente lenta.

En la Figura 12.16 se mantiene la ganancia proporcional pero se ha reducido el tiempo integral Ti = 2. Se observa la reducción del error permanente en la temperatura, pero a cambio aumenta la oscilación del caudal de una manera excesiva.

Por último, en la Figura 12.17 se duplica el tiempo integral anterior quedando Ti = 4, al mismo tiempo que se mantiene la ganancia proporcional Kc = 3. Se observa que prácticamente se eliminará el error permanente cuando se alcance el equilibrio, mientras que la oscilación es aceptable. El comportamiento es similar al de la Figura 12.12 aplicando solo control proporcional, aunque ahora se ha eliminado el error permanente.

12.6.3. Controlador con acción proporcional más derivativa

Aunque no suele ser frecuente que un controlador tenga acción proporcional más derivativa, se presenta en este apartado para hacer más ostensible el efecto de esta acción. Para llevar a cabo este ajuste por el método de ensayo sistemático se requieren cuatro pasos:

- *Paso 1.* Fijar el tiempo derivativo (Rate), a su mínimo valor. Fijar el tiempo integral (Min/Rep), a su máximo valor. Si en lugar de Min/Rep el controlador dispone de ajuste integral en Rep/Min, este se debe fijar al mínimo valor.
- *Paso 2.* Seguir el procedimiento descrito para el controlador proporcional, aumentando la ganancia hasta que se obtenga una relación de amortiguamiento de aproximadamente 0,25. Reducir ligeramente la ganancia para evitar oscilaciones.

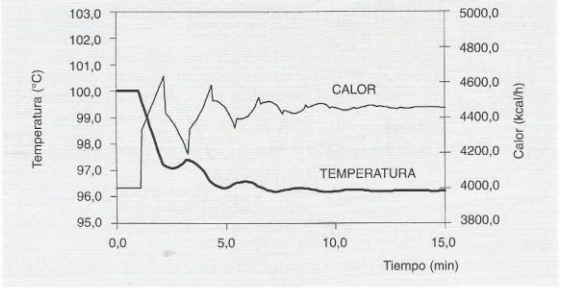


Figura 12.18

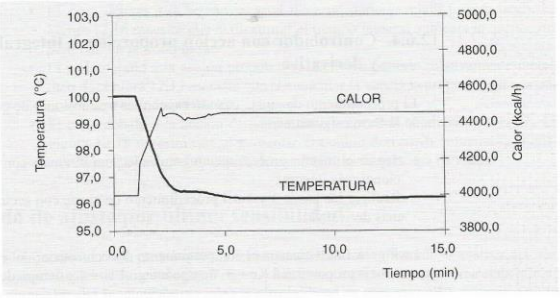


Figura 12.19

- *Paso 3.* Empezando con el tiempo derivativo más bajo, se va aumentando en incrementos, creando al mismo tiempo cambios de carga, hasta que la oscilación se considere excesiva. A continuación reducir ligeramente el tiempo derivativo.
- *Paso 4.* Se puede aumentar ligeramente la ganancia proporcional para mejorar el comportamiento de la acción derivativa.

Las Figuras 12.18, y 12.19 muestran las curvas características de recuperación con diferentes ajustes de tiempo derivativo. En todas ellas se observa que este ajuste no elimina el error permanente que produce la acción proporcional. De forma simplificada, la salida del controlador será igual a la suma de la correspondiente a la acción proporcional más la acción derivativa. Siguiendo con el ejemplo mostrado para la acción proporcional:

$$Sc = Kc * E + 50 + Sd$$

donde: Sd = Salida Derivativa

La Figura 12.18 muestra la respuesta de un controlador con acciones proporcional más derivativa en el que se ha fijado la ganancia Kc = 3 y el tiempo derivativo Td = 1. Se observa que se sigue manteniendo el error permanente en la temperatura, existiendo demasiada oscilación, tanto en la temperatura como en el calor. Significa que el tiempo derivativo es muy grande para este lazo de control.

Por último, la Figura 12.19 también mantiene la ganancia proporcional igual a Kc = 3, mientras se ha disminuido el tiempo derivativo a la mitad, es decir, Td = 0,5. Se observa cómo se mantiene el error permanente en la temperatura, pero a cambio disminuyen tanto la oscilación de temperatura como la de calor, mejorando la estabilidad.

12.6.4. Controlador con acción proporcional, integral y derivativa

El procedimiento de ajuste cuando existen las tres acciones de control se desarrolla de la forma siguiente:

- Seguir el mismo procedimiento empleado para el ajuste con acciones proporcional más integral.
- Realizar los pasos 3 y 4 del procedimiento de ajuste con acciones proporcional más derivativa.

La Figura 12.20 muestra el comportamiento del controlador del ejemplo aplicando una ganancia proporcional Kc = 3, tiempo integral Ti = 4 y tiempo derivativo Td = 0,5. En este caso se ha eliminado el error permanente, al mismo tiempo que se ha reducido el tiempo necesario para alcanzar el estado estacionario mostrado en la Figura 12.17 con menor oscilación en la temperatura.

12.6.5. Efecto de los parámetros de sintonía

Un ajuste excesivamente crítico de los parámetros de sintonía en los controladores con acciones proporcional, integral y derivativa puede ocasionar oscilación en los ciclos de respuesta. En la práctica, la dificultad está en conocer qué acción tiene un ajuste demasiado crítico, puesto que los ciclos pueden ser debidos a cualquiera de ellas.

Para distinguir los tipos de ciclo se puede utilizar la regla siguiente:

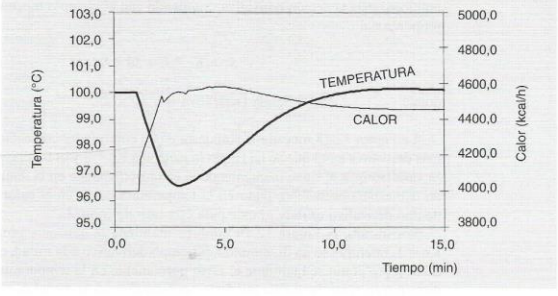


Figura 12.20

- El ciclo debido a la acción integral tiene un periodo relativamente largo. La Figura 12.16 muestra que al disminuir el tiempo integral aumenta la oscilación, pero con un periodo largo.
- El ciclo debido a la acción proporcional tiene un periodo relativamente moderado. La Figura 12.13 muestra que al aumentar la ganancia proporcional aumenta la frecuencia de oscilación.
- El ciclo debido a la acción derivativa tiene un periodo relativamente corto. La Figura 12.18 muestra que al aumentar el tiempo derivativo aumenta la oscilación. En este caso la frecuencia de oscilación es la más alta de todas.

12.7. Método de ajuste por última sensibilidad

Un método más exacto que el de ensayo sistemático, utilizando el análisis del lazo cerrado, es el desarrollado por Ziegler y Nichols, conocido como última sensibilidad o sensibilidad límite. Este método permite calcular los parámetros de sintonía a partir de los datos obtenidos en una prueba simple de las características del lazo de control siguiendo el procedimiento siguiente:

- Fijar el tiempo integral a su valor máximo.
- Fijar el tiempo derivativo a su valor mínimo.
- Ir aumentando la ganancia proporcional hasta que con un pequeño cambio en el punto de consigna la variable controlada empiece a hacer ciclos continuamente, de amplitud constante, tal como aparece en la Figura 12.21. Se debe tener precaución, ya que si aumenta algo más la ganancia se obtendrán oscilaciones cada vez mayores, inestabilizando el lazo completamente.

La ganancia obtenida con este ajuste se denomina «última» (Ku), debido a que se alcanza la última sensibilidad o sensibilidad límite. La banda proporcional última (BPu) equivalente a la ganancia última será:

$$BPu = 100/Ku$$

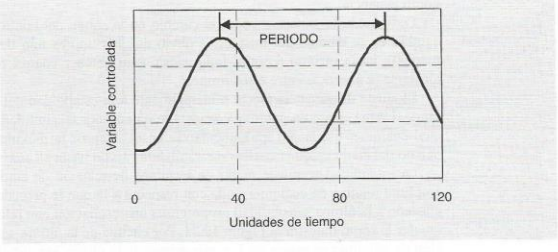


Figura 12.21

Medir el periodo último (Pu) del ciclo, en minutos, que produce la oscilación cíclica, como muestra la Figura 12.21. El ajuste del controlador que producirá una relación de amortiguamiento de 0,25, para las condiciones de carga existentes en ese momento, se calcula de la forma siguiente:

- Controlador proporcional
  Ganancia: Kc = 0,5 * Ku (BP = 2 * BPu)
- Controlador proporcional más integral
  Ganancia: Kc = 0,45 * Ku (BP = 2,2 * BPu)
  Tiempo integral (Min/Rep): Ti = Pu / 1,2
- Controlador proporcional más integral más derivativo
  Ganancia: Kc = 0,6 * Ku (BP = 1,65 * BPu)
  Tiempo integral (Min/Rep): Ti = Pu / 2
  Tiempo derivativo (Min): Td = Pu / 8

Para llegar a este procedimiento de cálculo, Ziegler & Nichols describen una serie de conceptos, de los cuales se realiza una breve descripción en los siguientes apartados.

Hay que hacer constar que este método no es fácilmente aplicable en la práctica, porque hay que llevar el lazo de control a oscilar de forma periódica, cosa que no siempre es posible por el tipo de proceso o por las consecuencias que pueda ocasionar aguas abajo del lazo objeto del experimento.

En el apartado 12.9.2. se describe un método desarrollado por Shinskey para obtener la ganancia y periodo último a partir de la respuesta en lazo abierto. De esta forma se pueden obtener los parámetros de sintonía sin provocar inestabilidad en el proceso.

12.7.1. Sensibilidad y relación de amplitud

La medida de la respuesta proporcional se conoce como sensibilidad, es decir, el movimiento de la válvula que produce un movimiento en la medida de proceso. La sensibilidad describe la magnitud de la respuesta proporcional y se suele conocer como ganancia.

Definiendo la ganancia como el cambio en la salida del controlador respecto al cambio en la medida del mismo, es obvio que los límites irán desde cero (control manual), hasta infinito (control todo nada). Para obtener control proporcional debe ajustarse la ganancia entre estos límites.

El ajuste de ganancia afecta principalmente a la estabilidad del control. En cualquier sistema existe un punto que se denomina «última sensibilidad», por encima del cual cualquier oscilación irá aumentando hasta alcanzar la máxima amplitud, y por debajo del cual cualquier oscilación irá disminuyendo hasta alcanzar una línea recta.

La estabilidad se puede medir en términos de relación de amplitud, es decir, la amplitud relativa de cualquier onda con respecto a la que le precede. Un controlador ajustado a la última sensibilidad proporciona una oscilación con relación de amplitud igual a 1, como muestra la Figura 12.21. Por encima de la última sensibilidad la relación de amplitud es mayor de 1, y por debajo de la última sensibilidad la relación de amplitud es menor de 1.

12.7.2. Relación de amplitud en función de la sensibilidad

La Figura 12.22 muestra el efecto de varios ajusted de sensibilidad en un sistema típico. En este caso la oscilación se inicia por medio de un cambio instantáneo en la carga. La curva C es la de mayor sensibilidad, mientras que la curva A es la de menor sensibilidad.

Según Ziegler & Nichols, independientemente de la última sensibilidad de cualquier sistema de control, la proporcionalidad existente entre la relación de amplitud de una onda con respecto a la que le precede, y sensibilidad respecto de la última sensibilidad, tiene un comportamiento como el que muestra la Figura 12.23.

En esta curva se puede ver que con una relación de sensibilidades de 0,5 se obtiene una relación de amplitud de 0,25, valores que corresponden a la mitad de la que produce la última sensibilidad del sistema. A partir de este punto, Ziegler & Nichols desarrollaron las fórmulas para obtener los parámetros de sintonía de los controladores. En la práctica los controladores ajustados utilizando este procedimiento suelen ser demasiado «agresivos», por lo que, haciendo uso de la curva de la Figura 12.23 se puede fijar como criterio de ajuste el punto donde la relación de amplitud es 0,10 al cual corresponde una relación de sensibilidades de 0,33. Este criterio proporciona una mayor robusted al lazo de control, consiguiendo un compromiso suficientemente válido entre estabilidad y velocidad de respuesta ante perturbaciones.

Las ecuaciones a utilizar en este caso serán, para cada tipo de controlador:

- Controlador proporcional
  Ganancia: Kc = 0,33 * Ku
- Controlador proporcional más integral
  Ganancia: Kc = 0,30 * Ku
  Tiempo integral (Min/Rep): Ti = Pu / 1,2
- Controlador proporcional más integral más derivativo
  Ganancia: Kc = 0,40 * Ku
  Tiempo integral (Min/Rep): Ti = Pu / 2
  Tiempo derivativo (Min): Td = Pu / 8

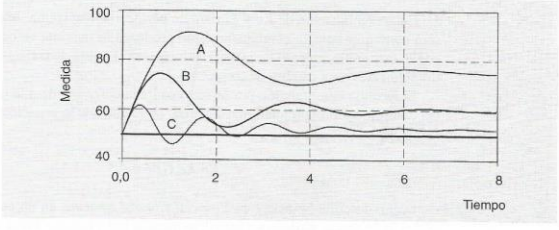


Figura 12.22

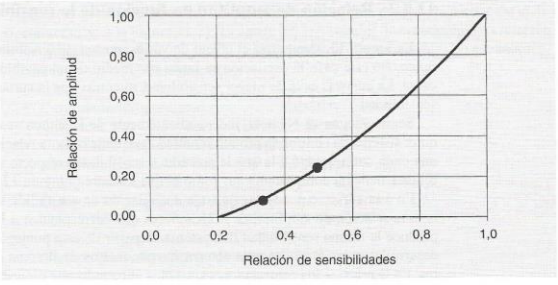


Figura 12.23

Queda mencionar nuevamente que existen lazos críticos en las unidades de proceso donde es muy arriesgado llevar el lazo a la última sensibilidad, por lo que es preferible utilizar otro método de cálculo de parámetros.

12.8. Método de ajuste función del periodo de oscilación

Como se ha visto en la introducción de este capítulo, conocida la ganancia del proceso Kp, y aplicando la ecuación siguiente, se puede obtener la relación de decaimiento 1/4 con infinitas combinaciones de ganancia Kc y tiempo integral TI del controlador.

$$Kp\ Kc \sqrt{1 + \left(\frac{P}{2\pi\ TI}\right)^2} = 0{,}5$$

Cada combinación de Kc y TI dará un periodo de oscilación diferente. El objetivo será conseguir aquella combinación que produzca la máxima velocidad de respuesta con el menor alejamiento de la medida, respecto al punto de consigna, en los momentos siguientes a un cambio de carga.

El término comprendido por la raíz cuadrada corresponde a la ganancia dinámica del controlador proporcional más integral, de forma que la ecuación anterior se transforma en:

$$Kp\ Kc\ GPI = 0{,}5$$

Según describe Shinskey en *Process Control Systems*, en un controlador proporcional la ganancia dinámica viene determinada por el vector suma que aparece en la Figura 12.24, para el ángulo comprendido entre 0° y –90°. Este vector depende del

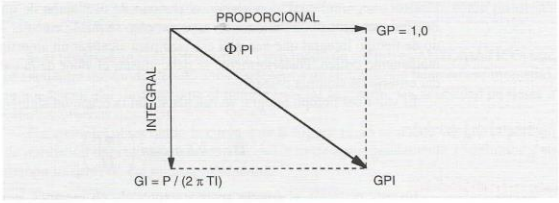


Figura 12.24

período de oscilación del lazo, el cual depende a su vez del tiempo integral aplicado. Por tanto,

$$GPI = \sqrt{1 + \left(\frac{P}{2\pi TI}\right)^2}$$

Como consecuencia, cuando se aplica el criterio de decaimiento 1/4 no se tiene la seguridad de que la respuesta obtenida es la mejor de las posibles. Por ejemplo, la Figura 12.25 muestra dos curvas cuya relación de decaimiento cumple aproximadamente con el criterio mencionado, aunque con diferente juego de parámetros de sintonía.

En la Figura 12.25 se aprecia que la velocidad de respuesta no se obtiene disminuyendo el tiempo integral, sino aumentando la ganancia proporcional. En este hecho está basado el método desarrollado por Cecil L. Smith en *Process Engineers: Take*

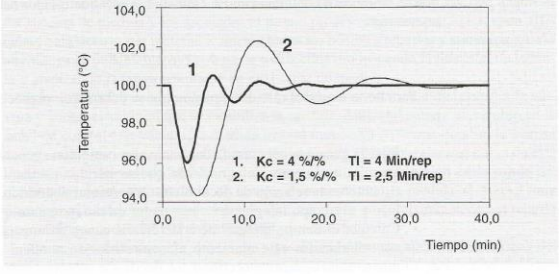


Figura 12.25

Control!, según el cual, conociendo el periodo de oscilación de un lazo y el tiempo integral que tiene el controlador en ese momento se puede calcular el valor aproximado de tiempo integral que necesita ese lazo para alcanzar un amortiguamiento aproximadamente crítico. Posteriormente se debe ajustar el valor de la ganancia en función del criterio de sintonía deseado.

El valor del tiempo integral se calcula según la ecuación siguiente:

$$TIc = 0{,}5 \arctan\left(\frac{2\pi P}{TI}\right)$$

En esta ecuación el ángulo aparece expresado en radianes, por lo que se puede hacer uso de la simplificación siguiente:

$$TIc = \frac{0{,}78\ P}{1 + 0{,}16\ (P/TI)}$$

donde: TIc = Tiempo integral a aplicar al controlador
P = Periodo de oscilación actual del lazo
TI = Tiempo integral del lazo para el periodo de oscilación actual

Realmente el criterio seguido por Cecil L. Smith se basa en establecer que:

- El tiempo integral depende exclusivamente de las características del proceso. Este criterio también se aplica al tiempo derivativo.
- La ganancia del controlador depende del objetivo de comportamiento deseado.

12.8.1. Obtención de los parámetros de sintonía

En primer lugar hay que mencionar que, de acuerdo al criterio mostrado, en un lazo cualquiera el tiempo integral del controlador debe estar comprendido entre los límites que se muestran a continuación. En caso contrario el controlador debe ser sintonizado nuevamente.

$$0 < TIc < 0{,}78\ P$$

Para llevar a cabo el cálculo de parámetros se debe seguir el procedimiento siguiente:

- Fijar la ganancia del controlador a un valor cualquiera, generalmente bajo.
- Disminuir el tiempo integral hasta que se inicie la oscilación. No es necesario obtener la relación de decaimiento 1/4. Anotar el periodo de oscilación del lazo y el tiempo integral del controlador en ese momento.
- Calcular el tiempo integral de acuerdo a la ecuación mostrada y fijarlo en el controlador. En este momento el controlador responderá con aproximadamente amortiguamiento crítico, es decir, sin sobrepasamiento de la medida sobre el punto de consigna.

- Ajustar la ganancia hasta obtener el comportamiento deseado, como puede ser 1/4, 1/10 o cualquier otro valor en la relación de decaimiento.

Si al observar un lazo determinado, cuyo modo de control es AUTOMÁTICO, este se encuentra oscilando debido a los parámetros de sintonía que tiene en ese momento, se puede calcular directamente el tiempo integral necesario, sin necesidad de llevar a cabo las pruebas descritas.

Por ejemplo, observando la curva 2 de la Figura 12.25 se puede ver que el periodo de oscilación del lazo ajustado con Kc = 1,5 es de aproximadamente 15 minutos y su tiempo integral de 2,5 min/rep. Por tanto,

$$TIc = \frac{0{,}78 * 15}{1 + 0{,}16\ (15/2{,}5)} = 5{,}9\ min/rep$$

Este tiempo calculado es el que se debe fijar al controlador. La ganancia será la necesaria para obtener el comportamiento que se desee. En la Figura 12.25 la ganancia se ha fijado como Kc = 4. Con este ajuste se obtiene una mayor velocidad de respuesta, al mismo tiempo que la desviación inicial de la medida respecto al punto de consigna es menor al producirse un cambio de carga.

Como se puede apreciar, la velocidad de respuesta se obtiene aumentando la ganancia, no disminuyendo el tiempo integral. Este es un error en el que se cae con mucha frecuencia, lo cual lleva a que ciertos controladores se encuentren sintonizados con poco tiempo integral y poca ganancia, dando como resultado una respuesta lenta del lazo de control.

12.9. Método de ajuste por la curva de reacción

Aunque Ziegler & Nichols ya estudiaron la curva de reacción del proceso, fueron Cohen & Coon quienes aportaron un parámetro adicional conocido como coeficiente de autorregulación, cuya importancia se verá más adelante.

Según Ziegler & Nichols, en un lazo de control existen varios tiempos de retardo. El correspondiente a la válvula se encuentra en todos ellos, al que hay que añadir el del sistema de medida y los asociados al propio proceso bajo control. Existe gran dificultad para determinar matemáticamente todos los posibles retardos y sumarlos. Como alternativa se puede obtener la suma de todos ellos modificando la posición de válvula y analizando la curva resultante en el sistema de medida.

Para desarrollar este procedimiento se puede aplicar una señal de control a la válvula y anotar el valor en que se estabiliza la medida. Aplicando ahora un cambio en la señal de control a la válvula, la medida trazará una curva en forma de «S», la cual se conoce como curva de reacción del proceso. La Figura 12.26 muestra una curva de este tipo. A partir del tiempo cero en que se provoca un salto en escalón en la salida del controlador aparece un periodo de tiempo durante el cual la medida se mueve muy poco, aunque este tiempo muerto puede ser importante en comparación con el retardo de transferencia debido a la capacidad del proceso.

De la curva de reacción del proceso se obtienen dos factores característicos del mismo, como son R y Kp, a partir de los cuales se obtienen los parámetros de sintonía del controlador aplicando un procedimiento empírico simple.

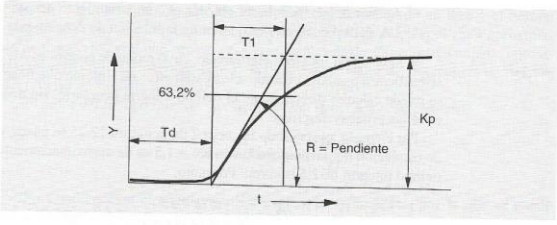


Figura 12.26

Aunque existen procesos de orden superior, en el estudio realizado por Cohen & Coon estos se simplifican de forma que solo aparezca tiempo muerto aparente y una capacidad, por lo que utilizan la siguiente ecuación diferencial como primera aproximación al proceso:

$$\frac{dY}{dt} + \frac{R}{Kp} Y = R\ \Delta OP(t - Td)$$

donde: Y = Desviación de la medida respecto al punto de consigna
R = Velocidad de reacción unitaria
Kp = Sensibilidad del proceso (Ganancia)
ΔOP = Cambio en la salida del controlador
t = Tiempo
Td = Retardo debido al tiempo muerto

Considerando el algoritmo PID tipo ideal, y asumiendo que las perturbaciones se deben a cambios en la carga y no a saltos en el punto de consigna, el proceso queda como:

$$\frac{dY(t)}{dt} + \frac{R}{Kp} Y(t) = R\ \Delta OP(t - Td) + R\ \Delta D(t - Td)$$

donde: ΔD = Cambio en la carga.

Cohen & Coon aportan a lo descrito por Ziegler & Nichols el coeficiente de autorregulación del proceso:

$$\mu = \frac{R\ Td}{Kp}$$

Por tanto, una vez obtenidas las constantes del proceso μ, R y Td a partir de la curva de reacción, se pueden escribir las ecuaciones linealizadas aproximadas del controlador como aparecen más adelante.

Volviendo a la Figura 12.26, al considerar el sistema como si fuera de primer orden, la pendiente de la recta, cuando *T1* corresponde a la constante de tiempo, es:

$$R = \frac{Kp}{T1}$$

de forma que el coeficiente de autorregulación del proceso se puede transformar en:

$$\mu = \frac{R\ Td}{Kp} = \frac{(Kp/T1)Td}{Kp} = \frac{Td}{T1}$$

Finalmente, los parámetros de un controlador PID quedan de la forma siguiente según Cohen & Coon.

- Control proporcional (criterio: relación de amplitud = 0,25).

$$P = \frac{1}{Kp}\left(\frac{1,03}{\mu} + 0,35\right)$$

- Control proporcional más integral (criterio: relación de amplitud = 0,25 y compromiso entre mínima área y periodo).

$$P = \frac{1}{Kp}\left(\frac{0,9}{\mu} + 0,083\right)$$

$$I = \frac{(0,9 + 0,083\ \mu)\ Td}{0,27 + 0,6\ \mu}\ Min/rep$$

- Control proporcional más integral más derivativo (criterio: relación de amplitud = 0,25 y amortiguamiento crítico dominante, máxima ganancia).

$$P = \frac{1}{Kp}\left(\frac{1,35}{\mu} + 0,25\right)$$

$$I = \frac{(1,35 + 0,25\ \mu)\ Td}{0,54 + 0,33\ \mu}\ Min/rep$$

$$D = \frac{0,5\ Td}{1,35 + 0,25\ \mu}\ Minutos$$

Los parámetros obtenidos por este procedimiento suelen ser excesivamente «agresivos», por tener como objetivo la relación de amplitud 0,25. En la práctica es mejor aplicar un factor de corrección para hacer que la sintonía sea más «robusta». De esta manera, los parámetros corregidos Pc, Ic y Dc quedan de la forma siguiente, en donde no se ha considerado el control proporcional por ser de poca utilización:

Control proporcional más integral

$$Pc = P * 0,60$$
$$Ic = I * 1,20\ Min/rep$$

Control proporcional más integral más derivativo

$$Pc = P * 0{,}60$$
$$Ic = I * 1{,}20\ Min/rep$$
$$Dc = D * 1{,}0\ Minutos$$

Con estos valores corregidos se obtienen parámetros de sintonía similares a los que se obtienen por el método de Ziegler & Nichols con relación de amplitud 10 %. En los ejemplos que siguen a continuación se van a calcular tanto los valores sin corregir como los corregidos.

12.9.1. Formas de obtener parámetros de la curva de reacción

En este apartado se van a exponer dos métodos de obtención de la pendiente sobre la curva de reacción, entre otras cosas por la dificultad que existe en la práctica para obtener respuestas suficientemente «limpias» que permitan deducir fácilmente las características necesarias para obtener los parámetros de sintonía del lazo.

Dependiendo del método utilizado el valor obtenido de la pendiente es diferente, por lo que se puede incurrir en un error a la hora de obtener los parámetros de sintonía. Por ejemplo, en el método desarrollado por Cohen & Coon solo existe un punto de corte sobre la curva de reacción, mientras que el otro método tiene dos puntos de corte. Esto hace que los valores de tiempo muerto y constante de tiempo sean diferentes en cada uno de los casos y, como consecuencia, los valores de los parámetros de sintonía sean diferentes.

Punto de inflexión sobre la curva de reacción. Se representa en la Figura 12.27. Aunque el sistema pueda ser de orden superior, a estos efectos se considera como si fuera de primer orden. Este modelo es el que utilizan Cohen & Coon en su artículo sobre obtención de los parámetros de sintonía y se ha vista en la Figura 12.26. Este método se basa en trazar una línea tangente al punto de máxima pendiente de la recta o máxima velocidad de cambio. Esta tangente tendrá como extremo superior el valor de cruce entre la perpendicular donde se obtiene la constante de tiempo y la recta correspondiente a la ganancia del proceso Kp. En un sistema de primer orden con tiempo muerto la perpendicular corresponde al punto donde t = Td + T1, siendo la pendiente:

$$R = \frac{Kp}{T1}$$

El primer factor, el tiempo de retardo «Td» es el transcurrido entre el momento del cambio en escalón, provocado en el tiempo cero, y el punto donde la tangente cruza el valor de la variable controlada en el estado estacionario inicial. El factor «R» es la pendiente de la recta trazada. La constante de tiempo se obtiene como diferencia entre el tiempo muerto y la proyección del punto donde la variable controlada alcanza el 63,2 % de variación. A veces no está muy definida la curva, por lo que puede existir dificultad para obtener estos factores.

Como ejemplo se supone que el lazo de control que aparecía en la Figura 12.7 es un proceso en el que hay que mantener la temperatura como variable controlada. Este lazo produce la reacción que aparece en la Figura 12.27.

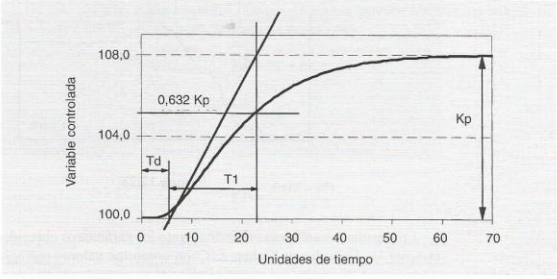


Figura 12.27

Después que la temperatura haya sido estabilizada a 100 °C bajo control *Manual*, se aumenta 10 % la salida del controlador, o lo que es igual el recorrido de la válvula automática. En este caso la temperatura ha aumentado 8 °C y dado que el rango del controlador es de 100 °C (calibrado entre 50 y 150 °C), esto supone 8 %. La ganancia del proceso será entonces:

$$Kp = 8/10 = 0{,}8\ \%/\%$$

La línea recta que une el punto de inflexión de la curva con la perpendicular trazada en el valor de la constante de tiempo intercepta a la horizontal inicial de 100 °C a los seis minutos de tiempo, por lo que el retardo «Td» es igual a 6. El tiempo total cuando se alcanza el 63,2 % de la variable controlada es de 23 minutos, por lo que la constante de tiempo «T1» será de 17 minutos. Con estos datos,

$$\mu = 6/17 = 0{,}353$$

Como consecuencia de los datos obtenidos, el valor de los parámetros de ajuste para un controlador con acciones proporcional más integral situado en este proceso será:

$$P = \frac{1}{0{,}8}\left(\frac{0{,}9}{0{,}353} + 0{,}083\right) = 3{,}29$$

$$Pc = 3{,}39 * 0{,}60 = 1{,}97\ \%/\%$$

$$I = \frac{(0{,}9 + 0{,}083 * 0{,}353)\ 6}{0{,}27 + 0{,}6 * 0{,}353} = 11{,}5 \qquad Min/rep$$

$$Ic = 11{,}5 * 1{,}20 = 13{,}8 \qquad Min/rep$$

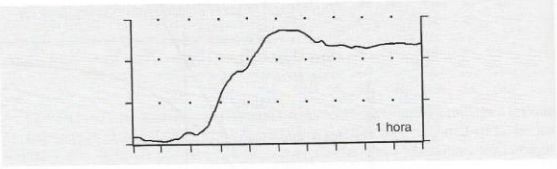


Figura 12.28

Los resultados anteriores muestran tanto los parámetros obtenidos aplicando directamente las fórmulas de Cohen & Coon como los valores corregidos para 10 % de decaimiento. En cualquier caso este método no se suele utilizar porque no siempre la respuesta del proceso es lo suficientemente limpia como para detectar el punto de máxima pendiente, tal como muestra la Figura 12.28, la cual corresponde a la respuesta real de un lazo de control de temperatura.

Dos puntos sobre la curva de reacción. Se representa en la Figura 12.29. En el método mostrado anteriormente es crítica la forma de trazar la línea tangente, cosa a veces no muy fácil de realizar en curvas de reacción reales tomadas directamente del proceso. Para eliminar este problema, Cecil, L. Smith propone que los valores «Td» y «T1» sean seleccionados a partir de dos puntos coincidentes con la zona de máxima pendiente. Estos dos puntos son los que corresponden a (Td + T1) y (Td + 1/3 T1):

$$t2 = \Delta Kp\ (Td + T1) = 0{,}632\ Kp \qquad (1 - e^{-1})$$

$$t1 = \Delta Kp \left(Td + \frac{T1}{3} \right) = 0{,}283\ Kp \qquad (1 - e^{-1/3})$$

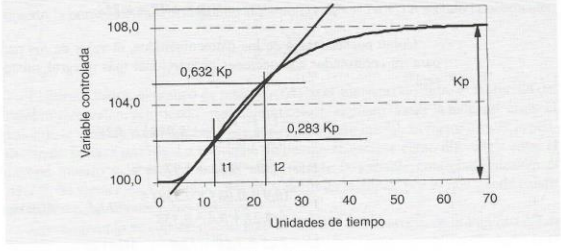


Figura 12.29

De esta manera, conociendo los tiempos t1 y t2 se pueden obtener los valores de Td y T1 por medio del siguiente sistema de ecuaciones:

$$Td + T1 = t2$$

$$Td + \frac{T1}{3} = t1$$

Resolviendo,

$$T1 = \frac{3\,(t2 - t1)}{2}$$

$$Td = t2 - T1$$

Con este método es más fácil obtener los valores de tiempo muerto y constante de tiempo. Sin embargo no se debe olvidar que las correlaciones para obtener los parámetros de sintonía de los controladores dependen de la forma de obtener estos tiempos, es decir, de la forma de trazar la recta que marca la pendiente de la curva de reacción.

Siguiendo con el ejemplo anterior, en este caso se tienen los siguientes valores de temperatura:

$$Temperatura\ a\ t2 = 0{,}632 * 8 = 5{,}1 \quad °C$$
$$Temperatura\ a\ t1 = 0{,}283 * 8 = 2{,}3 \quad °C$$

A estos valores le corresponden:

$$t2 = 23 \quad Minutos$$
$$t1 = 12 \quad Minutos$$

Como consecuencia,

$$T1 = \frac{3\,(t2 - t1)}{2} = \frac{3\,(23 - 12)}{2} = 16{,}5 \quad Minutos$$

$$Td = t2 - T1 = 23 - 16{,}5 = 6{,}5 \quad Minutos$$

Con estos datos,

$$\mu = 6{,}5 / 16{,}5 = 0{,}394$$

Como consecuencia de los datos obtenidos, el valor de ajuste para un controlador con acciones proporcional más integral, situado en este proceso será:

$$P = \frac{1}{0{,}8}\left(\frac{0{,}9}{0{,}394} + 0{,}083\right) = 2{,}96$$

$$Pc = 2{,}96 * 0{,}60 = 1{,}78\ \%/\%$$

$$I = \frac{(0{,}9 + 0{,}083 * 0{,}394) * 6{,}5}{0{,}27 + 0{,}6 * 0{,}394} = 12 \quad Min/rep$$

$$Ic = 12 * 1{,}20 = 14{,}4 \quad Min/rep$$

Como puede verse los parámetros de sintonía son diferentes por el hecho de utilizar un sistema u otro para trazar o calcular la recta que fija la pendiente. También aquí se muestran los valores obtenidos directamente aplicando las fórmulas de Cohen & Coon y los corregidos.

12.9.2. Última sensibilidad a partir de la curva de reacción

El desarrollo que se muestra en este apartado está basado en lo descrito por F. G. Shinskey en *Process Control Systems*. Se incluye en este capítulo a efectos demostrativos, puesto que para obtener los parámetros por este método es necesario realizar una serie de cálculos que no aportan ninguna ventaja desde el punto de vista práctico.

El periodo de oscilación de cualquier lazo depende de la combinación de todos los elementos dinámicos que lo componen, incluyendo el controlador. Puesto que la cantidad de retardos de fase de los elementos varía con el periodo de oscilación, existe *un periodo particular* para el cual el retardo total de fase es igual a 180°. Este es el periodo al que se produce la resonancia del lazo.

Durante la oscilación uniforme, una señal pasa a través del lazo retornando a su punto de partida con exactamente la misma amplitud que se producirá en el ciclo posterior. Para que la oscilación persista sin amortiguación, el producto de las ganancias de todos los elementos del lazo debe ser igual a la unidad cuando se cumple la condición de oscilación.

$$Kc\ Gc\ Kp\ Gp = 1{,}0$$

donde: Kc = Ganancia estática del controlador
Gc = Ganancia dinámica del controlador
Kp = Ganancia estática del proceso
Gp = Ganancia dinámica del proceso

Si el producto es superior a la unidad, cada ciclo sucesivo aumentará en amplitud, llegando a la desestabilización del lazo. Si el producto es inferior a la unidad, la oscilación se irá amortiguando y, en un sistema lineal, desaparecerá. Por tanto, el producto de las ganancias igual a la unidad corresponde al límite de estabilidad.

En un lazo cerrado, reduciendo el producto de ganancias a 0,5 se reducirá la amplitud de cada medio ciclo sucesivo a la mitad y, por tanto, cada ciclo completo sucesivo a 1/4, sin afectar al periodo de oscilación. Este grado de amortiguamiento es el que se conoce como decaimiento de amplitud 1/4.

En resumen, un lazo oscilará permanentemente:

1. A un periodo en el que la suma de retardos de fase de todos los elementos sea 180°.
2. Cuando el producto de todas las ganancias en ese periodo sea igual a 1.

Retardo de fase del tiempo muerto. Se asume que el lazo cerrado está oscilando uniformemente, como ocurre con la línea continua que muestra la Figura 12.30. Cuando la onda pasa a través de un tiempo muerto, esta onda sufre un retraso igual a Td, sin disminuir en amplitud. El periodo de oscilación P será dos veces el tiempo muerto.

En estas circunstancias, se produce un retardo, o desplazamiento de fase, debido al tiempo muerto:

$$\Phi d = -360° \frac{Td}{Tn}$$

diendo: Tn = Periodo natural de oscilación del lazo.

Cuando se lleva a cabo control proporcional, al no existir otros elementos dinámicos, todo el desplazamiento de fase lo lleva a cabo el tiempo muerto. Esto determina el periodo natural de oscilación.

$$\Phi d = -360° \frac{Td}{Tn} = -180°$$

$$Tn = 2\,Td$$

Resolviendo,

$$\frac{Tn}{Td} = \frac{-360}{\Phi d}$$

Retardo de fase de la capacidad. La respuesta de un sistema de primer orden a una entrada senoidal es una onda, también senoidal, con la misma frecuencia ω. El retardo de fase de la salida con respecto a la entrada tendrá un ángulo Φ proporcional a la frecuencia, de forma que:

$$\Phi = Tan^{-1} - \omega\, T1$$

Para $\omega = 0$, $\Phi = 0°$, mientras que para $\omega = \infty$, $\Phi = -90°$. Luego el máximo retardo de fase que puede ocasionar un elemento capacitivo es de 90°.

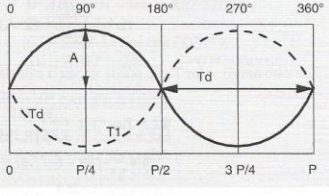


Figura 12.30

Puesto que el periodo de oscilación es el valor inverso de la frecuencia de oscilación, la ecuación anterior se puede convertir en:

$$\Phi\,(grados) = Tan^{-1} - \left(2\pi \frac{T1}{P}\right)$$

o lo que es igual,

$$\frac{P}{T1} = -\frac{2\pi}{Tan\,(\Phi)}$$

Combinación de tiempo muerto y capacidad. Las características del control proporcional de un proceso compuesto de tiempo muerto y capacidad muestran que, si el retardo de fase de la capacidad sólo puede llegar a 90°, quedan otros 90° para el tiempo muerto. Como consecuencia, el periodo natural de este proceso en particular, bajo control proporcional, es:

$$Tn = 4\,Td$$

Por otro lado, el desplazamiento de fase de una capacidad varía con el periodo de oscilación, por lo que este debe ser encontrado por medio de prueba y error. Siguiendo con el ejemplo anterior, se supone que la relación Td/T1 = 0,395. Aunque Tn es desconocido, el retardo de fase de este sistema de primer orden se puede calcular asumiendo en principio que Tn = 4 Td. El desplazamiento de fase será, en primera aproximación:

$$\Phi\,1 = Tan^{-1} - \left(\frac{6{,}2832}{4\,(0{,}395)}\right) = -\,75{,}9°$$

Restado este ángulo de –180° se tiene el valor de Φd.

$$\Phi d = -\,180 - (-75{,}9) = -\,104{,}1°$$

la segunda aproximación para obtener el valor del periodo de oscilación será:

$$Tn = \frac{-360}{-104{,}1}\,Td = 3{,}45\,Td$$

Con este nuevo valor Tn se puede volver a calcular el valor de Φ1.

$$\Phi 1 = Tan^{-1} - \left(\frac{6{,}2832}{3{,}45\,(0{,}395)}\right) = -77{,}8°$$

$$\Phi d = -180 - (-77{,}8) = -\,102{,}2°$$

$$Tn = \frac{-360}{-102{,}2}\,Td = 3{,}52\,Td$$

realizando nuevas iteraciones se llega a que:

$$\Phi 1 = -77{,}6°$$
$$\Phi d = -102{,}4°$$
$$Tn / Td = 3{,}51$$

Una vez conocido el ángulo Φ1, la ganancia dinámica G1 se puede obtener como:

$$G1 = \cos \Phi 1$$

luego:

$$G1 = \cos(77{,}6) = 0{,}214$$

También se puede obtener en función de la relación Tn/T1, sabiendo que:

$$\frac{Tn}{T1} = \frac{Td}{T1} * \frac{Tn}{Td} = 0{,}395 * 3{,}51 = 1{,}386$$

$$G1 = \left(1 + \left(2\pi \frac{T1}{Tn}\right)^2\right)^{-1/2}$$

$$G1 = \left(1 + \left(6{,}2832 \frac{1}{1{,}386}\right)^2\right)^{-1/2} = 0{,}215$$

Cálculo del periodo de oscilación del lazo. Se trata de obtener el periodo de oscilación del lazo de control a partir de Gp, Td, T1 y la relación Td/T1. Como se ha mencionado anteriormente, el periodo de oscilación depende de la frecuencia, por lo que se debe calcular por medio del método de prueba y error.

```
RT = Td/T1
ini = 4                    'Tn/Td
1 GfT1 = -A tan (6,2832/ (ini * RT))
GfTd = -180 - GfT1
ini1 = ini
ini = -360/GfT1
IF ABS (ini1 - ini) > 0,01 THEN 1
To = ini * Td
G1 = 1/((1 + (Tan (GfT1)^2))^0,5)
Ku = 1/(G1 * Gp)           'G1GpKu = 1
```

Aplicando los datos del ejemplo, es decir:

$$\mu = 0{,}395$$
$$Kp = 0{,}8$$
$$Td = 6{,}5$$
$$T1 = 16{,}5$$

se obtienen los siguientes valores:

Desplazamiento de fase de T1 = –77,6°
Desplazamiento de fase de Td = –102,4°
Ganancia dinámica G1 = 0,22
Ganancia última Ku = 5,8
Periodo de oscilación Tu = 22,8

Aplicando ahora las fórmulas de Ziegler & Nichols con 25 y 10 % de decaimiento se tiene:

$$P_{25} = 0{,}45 * 5{,}8 = 2{,}61$$
$$P_{10} = 0{,}30 * 5{,}8 = 1{,}74\ \%/\%$$
$$I_{25} = I_{10} = 22{,}8/1{,}2 = 19\ Minutos$$

Estos valores difieren ligeramente de los obtenidos por el método de Cohen & Coon, lo cual ocurre siempre con cualquier ejemplo que se utilice en la práctica.

12.10. Método de ajuste por integración de área

El desarrollo que se muestra en este apartado está basado en lo descrito por A. M. López, J. A. Miller, C. L. Smith y P. W. Murrill en *Instrumentation Technology*.

La intención del sistema de control *feedback* es minimizar el error en la salida, en función del tiempo transcurrido, después de haberse producido una alteración en el sistema. Ambos, la magnitud del error y el tiempo durante el cual existe, contribuyen a la definición de control óptimo. Parece lógico proponer un parámetro por medio del cual se caracterice el tiempo de respuesta del sistema por la relación:

$$\Phi = \int_0^\infty F\,[e\,(t),\, t]\, dt$$

donde F es una función de ambos, error y tiempo.

Integrando F con respecto al tiempo se obtiene un número característico del tiempo de respuesta del sistema. El criterio de comportamiento ϕ será cero solamente si el error es cero durante todo el tiempo, lo cual es imposible cuando se han introducido perturbaciones. Por tanto ϕ no desaparecerá, pero cuanto más pequeño sea su valor mejor será el comportamiento del sistema.

Puesto que ϕ es función de los ajustes del controlador, los valores mínimos de K, TI y TD se encontrarán resolviendo:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial Kc} = 0 \qquad \frac{\partial \Phi}{\partial TI} = 0 \qquad \frac{\partial \Phi}{\partial TD} = 0$$

Con el fin de completar la definición matemática del control óptimo, se debe proponer una función F[e(t), t] de forma que ϕ tenga las propiedades primero de ser cero solamente si el error es exactamente cero, y segundo de poseer un mínimo valor consistente con las nociones intuitivas de control óptimo. Puesto que la decisión final de

lo que es mejor se basa en juicios o incluso gustos personales, hay diferentes funciones F, utilizadas para definir el óptimo.

La integral del cuadrado del error (ISE) es un criterio de comportamiento propuesto comúnmente para los sistemas de control.

$$ISE = \int_0^\infty e^2\,(t)\,dt$$

El ISE (*Integral Squared Error*), es relativamente insensible a pequeños errores, pero los grandes errores contribuyen fuertemente al valor de la integral. Consecuentemente, utilizando el ISE como criterio de comportamiento dará como resultado una respuesta con pequeños sobrepasamientos pero largos tiempos de estabilización, puesto que los pequeños errores a lo largo del tiempo contribuyen muy poco a la integral.

La integral del valor absoluto del error (*Integral Absolute Error*) ha sido propuesto con frecuencia como criterio de comportamiento.

$$IAE = \int_0^\infty |e\,(t)|\,dt$$

Este criterio es más sensible a pequeños errores, pero menos sensible que el ISE a grandes errores.

Grahan y Lathrop (*The synthesis of optimun transient response: criteria and standard forms*, Transaction IEEE, nov. 1953), introducen la integral del tiempo multiplicada por el valor absoluto del error (ITAE) como criterio de comportamiento.

$$ITAE = \int_0^\infty t\,|e\,(t)|\,dt$$

ITAE (*Integral Time Absolute Error*), es insensible a los errores iniciales, y a veces inevitables, pero penalizan fuertemente los errores que permanecen a lo largo del tiempo. La respuesta óptima definida por ITAE, consecuentemente, mostrará tiempos cortos de respuesta total y mayores sobrepasamientos que los otros criterios.

12.10.1. Relaciones de ajuste

Las características dinámicas del tiempo de respuesta son función de los parámetros adimensionales: Td/T1, K Kc, T1/TI y TD/T1. De estos, Td/T1 es constante para cada proceso en particular. Cada uno de los otros parámetros depende de un ajuste del controlador, ajustes que pueden ser modificados para obtener una respuesta óptima.

La respuesta óptima se define como aquella salida producida por un estímulo especificado, por el cual es mínimo uno de los criterios de error y, de esta manera, «mejor» solamente en el contexto del estímulo específico empleado y el criterio de error que se ha satisfecho.

El control proporcional no puede trabajar con la simple definición de integral del error porque las integrales antes mostradas no convergen debido al error (*offset*), que permanece en estado estacionario al producirse un cambio de carga en un sistema proporcional.

La acción integral elimina el *offset* en estado estacionario y las integrales definidas al principio son convergentes. La tabla siguiente muestra las constantes que proporcionan un ajuste por mínimos cuadrados de los datos gráficos.

Las ecuaciones de ajuste para control Proporcional más Integral son:

$$K\,Kc = a\left(\frac{Td}{TI}\right)^b$$

$$\frac{TI}{TI} = c\left(\frac{Td}{TI}\right)^d$$

Criterio	a	b	c	d
ISE	1,305	–0,960	0,492	–0,739
IAE	0,984	–0,986	0,608	–0,707
ITAE	0,859	–0,977	0,674	–0,680

Los tres modos de control quedan resumidos en la Figura 12.31 y la tabla siguiente, donde la ganancia óptima del controlador integral y derivativo están relacionados con el tiempo muerto de proceso. Estas ecuaciones y gráficos permiten llegar rápidamente a los ajustes óptimos del controlador para un proceso particular, eliminado el método de prueba y error.

Las ecuaciones de ajuste para control Proporcional más Integral más Derivativo son:

$$K\,Kc = a\left(\frac{Td}{TI}\right)^b$$

$$\frac{TI}{TI} = c\left(\frac{Td}{TI}\right)^d$$

$$\frac{TD}{TI} = e\left(\frac{Td}{TI}\right)^f$$

Criterio	a	b	c	d	e	f
ISE	1,495	–0,945	1,101	–0,771	0,560	–1,006
IAE	1,435	–0,921	0,878	–0,749	0,482	–1,137
ITAE	1,357	–0,947	0,842	–0,738	0,381	–0,995

Siguiendo con el ejemplo propuesto anteriormente Kp = 0,8, T1 = 16,5 y Td/T1 = 0,395. A partir de estos datos, los parámetros de sintonía para el controlador Proporcional más Integral con criterio de ajuste ITAE serán:

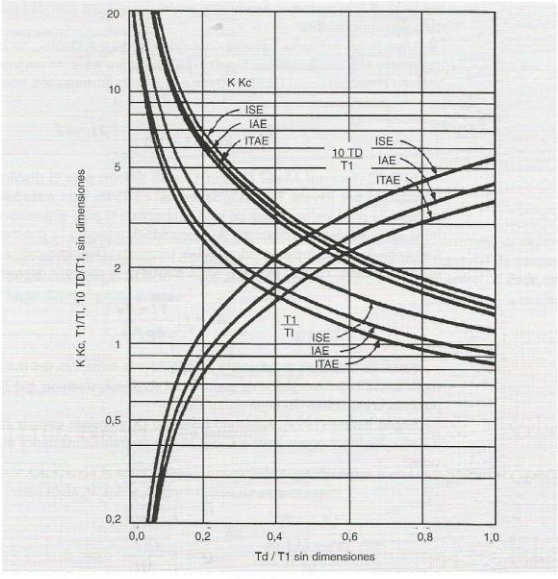


Figura 12.31

$$P = (0{,}859 * 0{,}395^{-0{,}977}) / 0{,}8 = 2{,}66\ \%/\%$$
$$I = 16{,}5 / (0{,}674 * 0{,}395^{-0{,}680}) = 13 \quad Min/rep$$

También en este caso los valores difieren ligeramente de los obtenidos por los métodos de Cohen & Coon y Ziegler & Nichols, aunque todos ellos se encuentran en un orden de magnitud parecidos.

12.11. Modelo interno de control

Existe un procedimiento para diseñar controladores conocidos como SÍNTESIS DIRECTA, según el cual, «dada la función de transferencia de los componentes de un lazo *feedback*, se puede sintetizar el controlador requerido para producir la respuesta

deseada en lazo cerrado». Según este criterio existe una cantidad prácticamente ilimitada de controladores.

Uno de los primeros trabajos conocidos se debe a Dahlin. Se basa en incluir un parámetro (λ) que determine la velocidad de respuesta. Este parámetro da nombre al método conocido como Lambda Tuning, siendo su formulación básica la siguiente:

$$Kc = \frac{TI}{Kp * (\lambda + Td)} \qquad TI = TI$$

El IMC (*Internal Model Control*)), es un sistema para el diseño de controladores introducido por Rivera, Morari y Skogestad en 1986. Esta metodología, igual que la presentada por Dahlin, utiliza un solo parámetro (λ) para sintonización, el cual determina la velocidad de respuesta. Aumentando λ aumenta la constante de tiempo del lazo cerrado y disminuye la velocidad de respuesta. Disminuyendo λ se lleva a cabo el efecto contrario. Cuanto más alto sea λ mayor es la robustez del sistema de control.

$$Kc = f\left(\frac{TI + Td}{Kp * \lambda}\right)$$

Antes de continuar es necesario comprender la estructura del IMC. La Figura 12.32 representa el sistema clásico de controlador *feedback*, mientras que la Figura 12.33 representa la estructura del controlador IMC.

Según Rivera (1999), habiendo diseñado Q, se puede obtener fácilmente su controlador *feedback* equivalente a C por medio de transformaciones algebraicas, y viceversa.

$$C = \frac{Q}{1 - MQ}$$

$$Q = \frac{C}{1 - MC}$$

Asumiendo que el modelo (M) es perfecto, es decir P = M, el sistema es estable si tanto P como Q son estables. Por otro lado, asumiendo que P es estable y P = M, entonces el sistema *feedback* será estable si Q es estable de acuerdo a la primera de las dos ecuaciones anteriores. De esta manera se llega a la Figura 12.34 que representa la evolución de la estructura IMC.

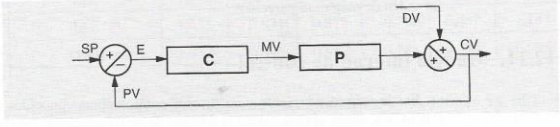


Figura 12.32

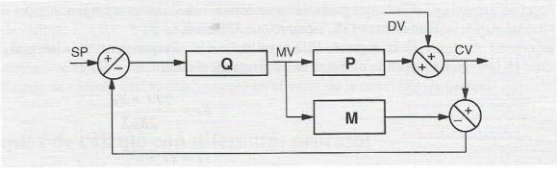


Figura 12.33

Cuando el procedimiento de diseño de control IMC se aplica a procesos de orden bajo se puede asimilar a controladores PID. Concretamente para procesos de primer orden con tiempo muerto Rivera utiliza la aproximación de primer orden de Padé en lugar del tiempo de retardo.

$$P = \frac{K\,e^{-Td\,s}}{T1\,s+1} \approx \frac{K\left(-\frac{Td}{2}s+1\right)}{\left(\frac{Td}{2}s+1\right)(T1\,s+1)}$$

12.11.1. Parámetros de sintonía

Utilizando la anterior aproximación de segundo orden a un controlador PID, queda como regla de ajuste de parámetros de sintonía que:

$$Kc = \frac{2T1+Td}{Kp\,(2\lambda+Td)}$$

$$TI = T1 + \frac{Td}{2}$$

$$TD = \frac{T1\,Td}{2T1+Td}$$

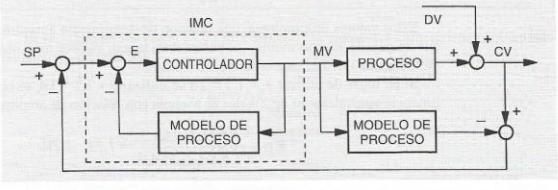


Figura 12.34

Con estos parámetros se obtiene una respuesta similar a la del método de integración de área ISE, siempre que $\lambda/Td = 0,8$.

Si en lugar de PID se utiliza control Proporcional más Integral, los parámetros de sintonía se obtienen de la forma siguiente:

$$Kc = \frac{2TI + Td}{2Kp\lambda}$$

$$TI = TI + \frac{Td}{2}$$

En cualquiera de los casos el comportamiento varía en función de la relación Td/T1. Cuando $\lambda/Td = 1,7$, el comportamiento es similar al de los métodos Cohen & Coon o Ziegler & Nichols para un amplio margen de relación Td/T1.

Según Rivera, los valores mínimos a utilizar para el parámetro λ dependerán del tipo de controlador, teniendo en cuenta además que siempre se ha de cumplir que $\lambda > 0,2 * TI$.

Controlador PI $\lambda > 1,7 * Td$
Controlador PID $\lambda > 0,8 * Td$

Debido a estas restricciones, los valores obtenidos por este método coinciden con el resto de métodos en algunos casos alejándose en otros, sobre todo en procesos con constante de tiempo alta y ganancia en torno a la unidad.

Volviendo de nuevo al ejemplo en el que:

$$Kp = 0,8$$
$$Td = 6,5$$
$$TI = 16,5$$

se obtienen los siguientes parámetros de sintonía para un controlador Proporcional más Integral.

$$P = \frac{2 * 16,5 + 6,5}{2 * 0,8 * 1,7 * 6,5} = 2,23 \quad \%/\%$$

$$I = 16,5 + \frac{6,5}{2} = 19,7 \quad Min/rep$$

Estos valores proporcionan una relación de decaimiento aproximada de 0,25. Igual que ha pasado anteriormente, los parámetros toman valores muy próximos al resto de métodos que utilizan este criterio.

Si en lugar de utilizar $\lambda = 1,7 * Td$ se utiliza $\lambda = 2,2 * Td$, se obtiene un valor de ganancia equivalente al de Ziegler & Nichols con relación de amplitud 10 %, es decir:

$$P = \frac{2 * 16,5 + 6,5}{2 * 0,8 * 2,2 * 6,5} = 1,73 \quad \%/\%$$

$$I = 16,5 + \frac{6,5}{2} = 19,7 \quad Min/rep$$

Cuando se trata de controlador Proporcional más Integral más Derivativo, en lugar de utilizar $\lambda = 0,8 * Td$ se debe utilizar $\lambda = 1,5 * Td$ para obtener un mayor amortiguamiento. Con este método, a medida que va aumentando la constante de tiempo va alejándose el valor calculado de tiempo integral respecto al resto de métodos. Al estar basado su cálculo casi exclusivamente en el valor de la constante de tiempo.

12.12. Ejemplos de cálculo con diferentes procesos

En este apartado se presentan ejemplos de cálculo utilizando las reglas antes expuestas, tanto las que obtienen los parámetros directamente a partir de las fórmulas conocidas, como las propuestas por el autor para evitar oscilación excesiva a cambio de perder velocidad de respuesta.

El primero de los casos es un proceso con las siguientes características obtenidas de la curva de reacción:

Kp = 0,8
Td = 6,5 Minutos
TI = 16,5 Minutos
Td/TI = 0,4

La tabla siguiente muestra los parámetros de sintonía obtenidos para un controlador con acciones Proporcional más Integral.

Método de cálculo utilizado	Kc (%/%)	TI (Min/rep)	TD (Min)
Ziegler & Nichols (25 % decaimiento)	2,61	19,0	0
Cohen & Coon (Controlabilidad Td/T1)	2,96	12,0	0
López, Miller, Smoth & Murrill (ITAE)	2,67	13,0	0
F. G. Shinskey (IAE)	3,15	16,2	0
Daniel E. Rivera (IMC)	2,23	19,8	0
Ziegler & Nichols (10 % decaimiento)	1,74	19,0	0
Cohen & Coon (Kc, TI y TD corregidos)	1,78	14,4	0
Daniel E. Rivera (Lambda corregido)	1,73	19,8	0

El segundo de los casos es un proceso con las siguientes características obtenidas de la curva de reacción:

Kp = 1,2
Td = 3 Minutos
TI = 5 Minutos
Td/TI = 0,6

La tabla siguiente muestra los parámetros de sintonía obtenidos para un controlador con acciones Proporcional más Integral.

Método de cálculo utilizado	Kc (%/%)	TI (Min/rep)	TD (Min)
Ziegler & Nichols (25 % decaimiento)	1,23	8,4	0
Cohen & Coon (Controlabilidad Td/T1)	1,32	4.5	0
López, Miller, Smoth & Murrill (ITAE)	1,18	5,2	0
F. G. Shinskey (IAE)	1,47	6,0	0
Daniel E. Rivera (IMC)	1,06	6.5	0
Ziegler & Nichols (10 % decaimiento)	0,82	8,4	0
Cohen & Coon (Kc, TI y TD corregidos)	079	5,4	0
Daniel E. Rivera (Lambda corregido)	0,82	6,5	0

Aplicando a este mismo proceso un controlador con acciones Proporcional más Integral más Derivativa se obtendrían los parámetros de sintonía que aparecen en la tabla siguiente.

Método de cálculo utilizado	Kc (%/%)	TI (Min/rep)	TD (Min)
Ziegler & Nichols (25 % decaimiento)	1,65	5,0	1,3
Cohen & Coon (Controlabilidad Td/T1)	2,08	6,1	1,0
López, Miller, Smoth & Murrill (ITAE)	1,83	4,1	1,1
F. G. Shinskey (IAE)	1,86	3,9	1,4
Daniel E. Rivera (IMC)	1,39	6,5	1,2
Ziegler & Nichols (10 % decaimiento)	1,10	5,0	1,3
Cohen & Coon (Kc, TI y TD corregidos)	1,25	7,3	1,0
Daniel E. Rivera (Lambda corregido)	0,90	6,5	1,2

Por último, y como ejemplo del alejamiento del método IMC respecto al resto de métodos cuando el coeficiente de autorregulación es pequeño, la tabla siguiente muestra los parámetros de sintonía obtenidos para un controlador de acciones Proporcional más Integral más Derivativa obtenidos a partir de una curva de reacción con las siguientes características:

Kp = 1
Td = 3 Minutos
T1 = 30 Minutos
Td/T1 = 0,1

Método de cálculo utilizado	Kc (%/%)	TI (Min/rep)	TD (Min)
Ziegler & Nichols (25 % decaimiento)	9,82	5,8	1,4
Cohen & Coon (Controlabilidad Td/T1)	13,75	7,2	1,1
López, Miller, Smoth & Murrill (ITAE)	12,01	6,5	1,2
F. G. Shinskey (IAE)	12,82	5,7	1,4
Daniel E. Rivera (IMC)	4,20	31,5	1,4
Ziegler & Nichols (10 % decaimiento)	6,55	5,8	1,4
Cohen & Coon (Kc, TI y TD corregidos)	8,25	8.6	1,1
Daniel E. Rivera (Lambda corregido)	4,20	31,5	1,4

Bibliografía

Optimun Settings for Automatic Controllers
J. G. Ziegler & N. B. Nichols
Transaction of the ASME, November 1942

Theoretical Consideration of Retarded Control
G. H. Cohen & G. A. Coon
Transactions of the ASME, July 1953

Digital Computer Process Control
Cecil L. Smith
Intext Educational Publishers, Scranton, 1972

Tuning Controllers with Error-Integral Criteria
A. M. López, J. A. Miller, C. L. Smith & P. W. Murril
Instrumentation Technology, November 1967

Designing and Tuning Digital Controllers
Dahlin E. B.
Instrument and Control Systems, Junio 1968

Internal Model Control 4. PID Controller Design
D. E. Rivera, M. Morari & S. Skogestad
Ind. Eng. Process Design Dev. 25, 252 (1986)

Internal Model Control. An comprehensive view
Daniel E. Rivera
Arizona State University, Febrero 1999

Process Engineers: Take Control!
Cecil L. Smith
Chemical Engineering Progress, Agosto 2000

Process Control Systems
F. G. Shinskey
McGraw-Hill

Process Control in Practice
Tore Hägglund
Chartwell/Bratt, 1991

Feedback Control Modes
Lewis M. Gordon
Chemical Engineering, Agosto 8, 1983

Tuning Process Controllers
Thomas B. Kinney
Chemical Engineering, Septiembre 19, 1983

13

Características de válvulas automáticas

13.1. Introducción

En la mayoría de los procesos industriales, controlados automáticamente, se encomienda a una válvula la función de modificar la variable manipulada del proceso a controlar, tomando por tanto el lugar del «elemento final de control». La variable manipulada es un caudal, el cual varía al absorber la válvula una determinada pérdida de carga de la total disponible en el sistema. El valor de esta pérdida de carga está íntimamente ligado al de la válvula, función a su vez de la señal que recibe procedente del controlador.

Con el fin de elegir el tamaño adecuado de la válvula se fijan unas condiciones de caudal y salto de presión en su posición de máxima apertura que, mediante fórmulas adecuadas, define un máximo Cv_r (máximo coeficiente de válvula requerido). La válvula será elegida para que, de acuerdo a los datos del fabricante de la misma, su Cv máximo real sea superior al máximo Cv_r. Este Cv máximo es con el que se conoce el tamaño de la válvula automática.

Cuando la válvula se encuentre controlando el proceso, suponiendo éste en régimen estacionario, recibirá una señal procedente del controlador. Cada valor de señal corresponde a un determinado Cv que, bajo las condiciones reales instantáneas de fluido y caída de presión, hace que circule por la válvula el caudal adecuado para mantener el proceso en el estado estacionario supuesto.

De forma simple, la ecuación que liga caudal con Cv es la siguiente:

$$Q = Cv * \sqrt{\Delta P}$$

Para cualquier caudal inferior al máximo se tiene:

$$Q = \alpha * Cv\ máx * \sqrt{\Delta P}$$

siendo α función de la característica y posición de válvula en cada momento, como se verá más adelante. En otras palabras, a cada caudal de paso le corresponde un valor

actual de *Cv*, el cual dependerá a su vez de la posición de válvula y característica de la misma, puesto que:

$$\alpha = \frac{Cv}{Cv\ máx}$$

Siempre que la señal procedente del controlador no se aproxime o sobrepase los límites de rango (normalmente 0 y 100 %), será indiferente el valor del caudal necesario para llevar a cabo el control. Por otra parte, este caudal se puede calcular si se conoce el *Cv* máximo y la correspondencia entre *Cv* y salida del controlador. Esta correspondencia es la característica inherente a la válvula de control. Si la válvula está equipada con servomotor lineal, es decir, existe proporcionalidad entre señal y carrera o recorrido de la válvula, la característica de la válvula podrá definirse entre carrera y *Cv*, la cual dependerá del perfil del obturador del que esté dotada. Esta suposición no es válida cuando se modifica la característica de la válvula mediante levas, u otro sistema ubicado en el posicionador.

Antes de continuar es conveniente recordar que el coeficiente de caudal *Cv* es un patrón universal de medida de caudal de fluido que circula por una válvula. Este coeficiente fue introducido por la firma Masoneilan en 1944 y se define como «el número de galones USA de agua que atraviesan, en un minuto, un estrangulamiento en el que se produce una pérdida de carga de 1 psi». Como se sabe, 1 galón USA = 3,785 litros y 1 psi = 0,07 kg/cm^2.

13.2. Característica de las válvulas

Se denomina característica de una válvula la relación que existe entre la carrera y caudal que atraviesa la válvula *con pérdida de carga constante.*

Las distintas características posibles quedan definidas por los incrementos de caudal, o lo que es igual, incrementos de *Cv* que se producen con pequeños incrementos de carrera de la válvula. Si esta relación de incrementos es constante se tiene la característica lineal.

13.2.1. Característica lineal

Siendo «*x*» el tanto por uno de carrera máxima de la válvula, la expresión matemática de la característica lineal es la siguiente:

$$\frac{d(Cv / Cv\ máx)}{dx} = K_1 \qquad (1)$$

Integrando: $\int d(Cv / Cv\ máx) = K_1 \int dx$

Por tanto, $Cv / Cv\ máx = K_1 x + K_2$

Suponiendo: $Cv = 0$ para $x = 0$
$Cv = Cv\ máx$ para $x = 1$

Entonces, $K_1 = 1$ y $K_2 = 0$

quedando la fórmula como: $Cv = x * Cv\ máx$ (2)

o lo que es igual: $Caudal = x * Caudal\ máx$

La característica se representa gráficamente por una recta, como puede verse en la Figura 13.1.

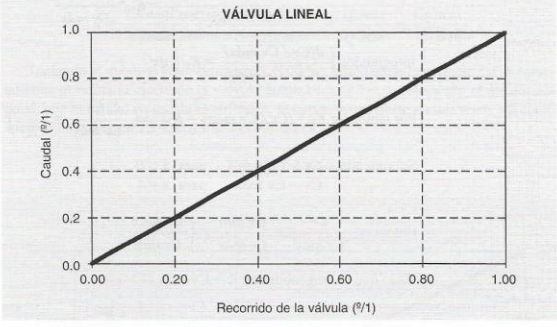


Figura 13.1

La ganancia de la válvula con característica lineal aparece en la Figura 13.2, la cual representa el resultado de la ecuación (1), o lo que es igual, el valor de K1.

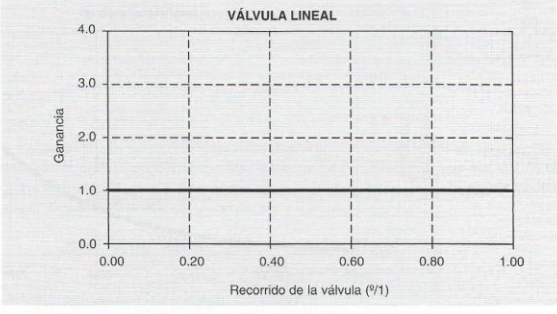


Figura 13.2

13.2.2. Característica isoporcentual

Siendo «x» el tanto por uno de carrera máxima de la válvula, la expresión matemática de la característica isoporcentual es la siguiente:

$$\frac{d(Cv / Cv\ máx)}{dx} = K_1 * \frac{Cv}{Cv\ máx} \qquad (3)$$

Integrando: $\int \frac{d(Cv / Cv\ máx)}{(Cv / Cv\ máx)} = K_1 \int dx$

Por tanto, $Ln\ K_2 * (Cv / Cv\ máx) = K_1 x \Rightarrow \frac{Cv}{Cv\ máx} = \left(\frac{e}{K_2}\right)^{K_1 X}$

Suponiendo: Cv = Cv mín para x = 0
Cv = Cv máx para x = 1

Entonces, $\frac{Cv}{Cv\ máx} = \frac{Cv\ mín}{Cv\ máx} * \left(\frac{Cv\ máx}{Cv\ mín}\right)^x$

Dado que la rangeabilidad R = Cv máx / Cv mín

$$\frac{Cv}{Cv\ máx} = \frac{1}{R} * R^x$$

cuando la rangeabilidad nominal es R = 50, la fórmula queda como:

$$Cv = Cv\ máx * 0{,}02 * 50^x \qquad (4)$$

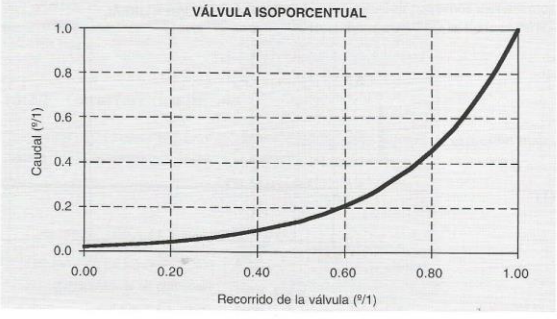


Figura 13.3

La característica isoporcentual con rangeabilidad 50 se representa gráficamente en la Figura 13.3, donde para $x = 0$ $Cv = 0{,}02\ Cv\ máx$ y para $x = 1$ $Cv = Cv\ máx$.

Aquí aparece el concepto de *rangeabilidad o gama de caudales controlables*, la cual se define como la relación entre máximo y mínimo caudal controlable por la válvula automática.

$$R = \frac{Caudal\ máximo\ controlable}{Caudal\ mínimo\ controlable} = \frac{Q\ máx}{Q\ mín} = \frac{Cv\ máx}{Cv\ mín}$$

Tomando el máximo valor de apertura (100 %), eliminando la parte de curva característica próxima al cierre de la válvula automática (2 %), y colocando el eje correspondiente al caudal en escala logarítmica, la curva se convierte en una recta, tal como aparece en la Figura 13.4, cuya rangeabilidad es:

$$R = 100 / 2 = 50$$

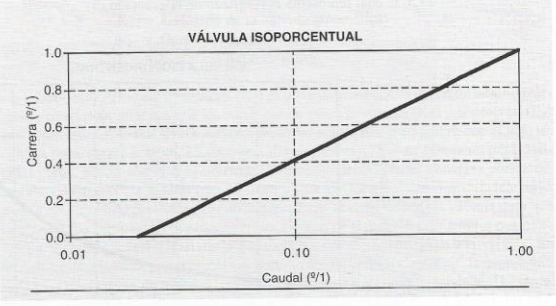


Figura 13.4

Cuando la válvula se encuentra controlando un proceso, al 100 % de apertura dispone de la mínima presión diferencial entre entrada y salida, mientras que al 2 % la presión diferencial es máxima. Haciendo uso de la ecuación simplificada de caudal mostrada anteriormente,

$$Q\ máx = 100 * Cv\ máx * \sqrt{\Delta P\ mín}$$

$$Q\ mín = 2 * Cv\ máx \sqrt{\Delta P\ máx}$$

$$R = 50 * \sqrt{\frac{\Delta P\ mín}{\Delta P\ máx}}$$

Luego la rangeabilidad efectiva dependerá de la diferencia de presión existente en cada momento, es decir:

$$R_{ef} = R * \sqrt{\frac{\Delta P\ mín}{\Delta P\ máx}}$$

Aplicando esta ecuación a las curvas características, en las que suele tomarse R=50, con un cambio en la diferencia de presión de 5 a 1, la rangeabilidad efectiva será:

$$R_{ef} = 50 * \sqrt{\frac{1}{5}} = 22.3$$

Esto significa que la válvula automática del ejemplo tendrá un rango de caudales controlables comprendido entre 100 y 4,5 % de su recorrido o carrera.

La ganancia de la válvula con característica isoporcentual aparece en la Figura 13.5, la cual representa el resultado de la ecuación (3).

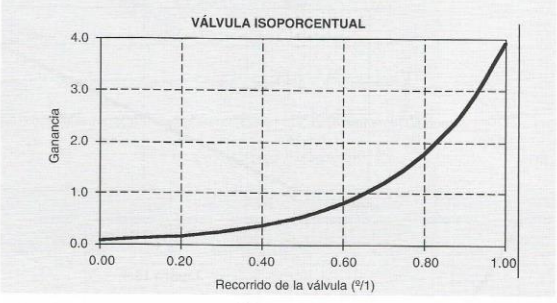


Figura 13.5

13.2.3. Ganancia del lazo de control

Se puede observar claramente que la característica lineal tiene ganancia constante. Si se diera la circunstancia que el resto de ganancias del lazo de control cumpliera también la condición de ganancia constante, en todo el margen de variación de carga del proceso, la mejor característica para una válvula de control sería la lineal.

La Figura 13.6 muestra el esquema de bloques de un lazo de control en el que aparecen las ganancias de cada uno de los componentes, aunque no las dinámicas correspondientes.

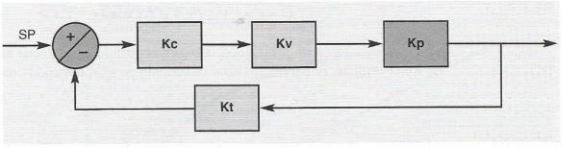


Figura 13.6

Idealmente, la ganancia de un lazo de control (K_L) estable es constante, y se define como:

$$K_L = K_C * K_V * K_P * K_T \qquad (5)$$

siendo: K_C = Ganancia del controlador
K_V = Ganancia de la válvula automática
K_P = Ganancia del proceso
K_T = Ganancia del transmisor

La ganancia debida al transmisor (K_T) es relativamente constante en un amplio margen de operación, mientras que las correspondientes a la válvula (K_V) y el proceso (K_P) son variables, por lo que deben ser compensadas entre ellas si se quiere que el lazo de control permanezca estable. La ganancia del controlador (K_C) es constante para cualquier carga, por lo que el conjunto válvula-proceso debería tener ganancia constante. En caso contrario, se tendría que un buen ajuste de Kc para una determinada carga podría no ser válido para otras. Como consecuencia se debe diseñar la válvula para que compense los cambios en el proceso en un margen de trabajo lo más amplio posible.

En el cálculo anterior aparece la ganancia Kv como perteneciente a la válvula. En realidad esta ganancia pertenece al conjunto «válvula + línea», es decir, la propia válvula más el conjunto de tuberías y accesorios donde se encuentra instalada. Por tanto, el flujo a través de la válvula está sujeto a resistencias en serie con la misma, las cuales distorsionan la característica inherente a la válvula, realizada con diferencia de presión constante. En los catálogos de los fabricantes sólo aparece la característica inherente.

Con el fin de reunir criterios que permitan elegir la mejor característica, hay que estudiar las dos ganancias relacionadas con el lazo de control, es decir, «válvula línea» y «proceso». Si los parámetros que relacionan el caudal con el *Cv* (diferencia de presión, densidad, etc.) fueran constantes en todo el recorrido de la válvula, la ganancia caudal/Cv sería también constante, por lo cual la característica de la válvula coincidiría con la del conjunto válvula + línea, o lo que es igual, caudal con señal del controlador.

En la práctica, al ir cerrando la válvula su presión a la entrada aumenta y a la salida disminuye, aumentando, por tanto, su pérdida de carga. Despreciando otras variaciones se puede ver la distorsión que la alteración descrita ocasiona en la característica del conjunto válvula + línea. La ecuación que liga caudal con *Cv* es:

$$Q = Cv * \sqrt{\Delta Pv} = \alpha * Cv\ máx * \sqrt{\Delta P} \tag{6}$$

expresión que es cierta limitándose a régimen turbulento pero que no alcanza las condiciones críticas. El parámetro «α» es función de «x», teniendo como valor:

$$\alpha = \frac{Cv}{Cv\ máx}$$

Para la tubería se puede suponer, con las mismas limitaciones en cuanto al número de Reynolds o turbulencia, una expresión parecida con un coeficiente de caudal *Cl* en la línea, tal que:

$$Q = Cl * \sqrt{\Delta Pl} \tag{7}$$

siendo ΔPl las pérdidas totales en la línea a excepción de la válvula, de forma que:

$$\Delta Pl + \Delta Pv = \Delta P\ total \tag{8}$$

Una imagen práctica sería suponer que un fluido sale de un depósito abierto con nivel constante y se dirige a otro situado a un nivel inferior atravesando una serie de restricciones entre ellas: línea, codos, válvulas manuales, etc.

Combinando las ecuaciones 6, 7 y 8 se tiene:

$$Q = \sqrt{\frac{1}{(1/(\alpha\ Cv))^2 + (1/Cl)^2}} * \sqrt{\Delta P\ total} \tag{9}$$

que aplicándola al caudal máximo queda:

$$Q\ máx = \sqrt{\frac{1}{(1/Cv)^2 + (1/Cl)^2}} * \sqrt{\Delta P\ total} \tag{10}$$

dividiendo la ecuación 9 entre la 10 se obtiene:

$$\frac{Q}{Q\ máx} = \sqrt{\frac{(Cv/Cl)^2 + 1}{(Cv/Cl)^2 + 1/\alpha^2}} = \frac{\beta + 1}{\beta + 1/\alpha^2} \tag{11}$$

siendo:

$$\beta = \left(\frac{Cv}{Cl}\right)^2 = \frac{\Delta Pl}{\Delta Pv}$$

Se puede establecer una familia de curvas para la válvula con característica lineal ($\alpha = x$), para diferentes relaciones del coeficiente de distorsión β. En la Figura 13.7 aparecen las correspondientes a $\beta = 0$, $\beta = 2$ y $\beta = 10$.

Si se desea conocer la influencia de las pérdidas de carga en línea para una válvula con característica isoporcentual y rangeabilidad R = 50, se debe sustituir α por su valor, es decir,

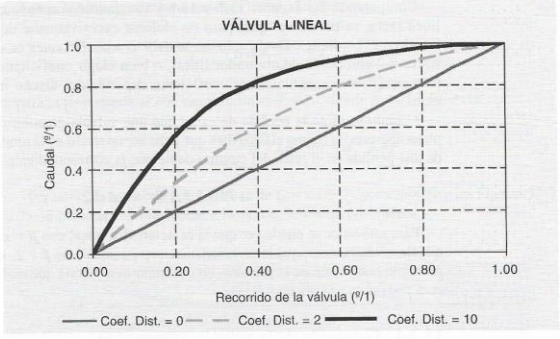


Figura 13.7

$$\alpha = \frac{1}{50} * 50^{x}$$

resultando otra familia de curvas de las que la Figura 13.8 muestra las correspondientes a los coeficientes de distorsión $\beta = 0$, $\beta = 2$ y $\beta = 10$.

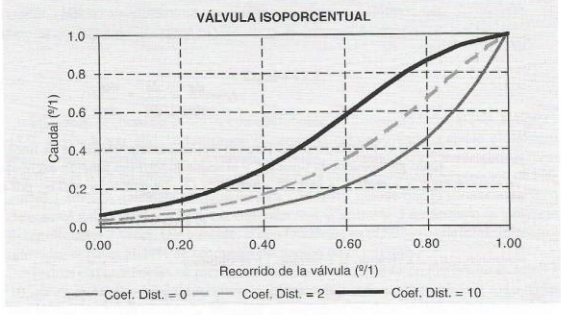


Figura 13.8

Comparando las Figuras 13.7 y 13.8 y tomando como base que lo ideal es la línea recta, se puede ver que, para no alejarse excesivamente de la característica lineal en el conjunto válvula + línea, se debe ir a coeficientes de distorsión β inferiores a 2 con perfil de obturador lineal, o bien elegir coeficientes próximos a 10 para perfil isoporcentual. Este coeficiente depende del diseño mecánico del circuito.

Cuando se elige la pérdida de carga que una válvula de control debe absorber a plena apertura, la norma clásica dice que debe ser un tercio de la total del circuito. Esto da una pérdida en el resto del circuito doble que la correspondiente a la válvula.

$$\Delta Pl = 2 * \Delta Pv \Rightarrow \beta = 2$$

Para este valor se puede ver que la característica lineal con $\beta = 2$ está más cercana a la linealidad teórica que la característica isoporcentual con $\beta = 2$, lo que justifica en principio la elección de la primera. En cualquier caso habría que realizar este ejercicio para cada caso en concreto.

13.2.4. Ganancia de la válvula automática

Al analizar la desviación de la característica válvula + línea, ésta se ha tomado de forma global, cuando lo correcto es tomar las variaciones de su pendiente punto por punto a lo largo de todo su recorrido. La razón es obvia si se tiene presente que al aplicar los criterios de estabilidad hay que basarse en ganancias, cuya naturaleza es básicamente incremental alrededor de un punto supuesto de equilibrio, punto que después se desplaza por todo el margen real de trabajo. Así se define que la *ganancia de una válvula de control es el incremento de caudal dividido entre el incremento de carrera que lo ha producido*.

La ganancia, aunque no está exenta de dimensiones, posee dos términos claramente diferenciados: el que relaciona incrementos de *Cv* con respecto a la carrera (o señal del controlador), y el que relaciona incrementos de caudal con incrementos de *Cv*.

Expresando como q y α a $Q/Q\ máx$ y $Cv/Cv\ máx$ respectivamente, se tiene que:

$$G = \frac{dq}{dx} = \frac{dq}{d\alpha} * \frac{d\alpha}{dx} \tag{12}$$

siendo el primer término función de las características de la línea, denominado por tanto ganancia de la línea *Gl*, y el segundo término función exclusiva de la característica inherente a la válvula automática *Gv*. La ganancia total es, por tanto:

$$G = Gl * Gv$$

Derivando la ecuación 11 se obtiene:

$$Gl = \frac{dq}{d\alpha} = \sqrt{\frac{\beta + 1}{(\beta * \alpha^2 + 1)^3}} \tag{13}$$

que para la válvula con característica lineal, donde $\alpha = x$

$$Gvl = \frac{d\alpha}{dx} = 1$$

y para la isoporcentual con rangeabilidad R = 50, donde $\alpha = (1 / 50) * 50^{x}$

$$Gvi = \frac{d\alpha}{dx} = \alpha * Ln\,(50) = \alpha * 3.91$$

Por tanto, la representación gráfica de $G = Gl * Gv$ corresponde a las Figuras 13.9 y 13.10 para las válvulas lineal e isoporcentual respectivamente.

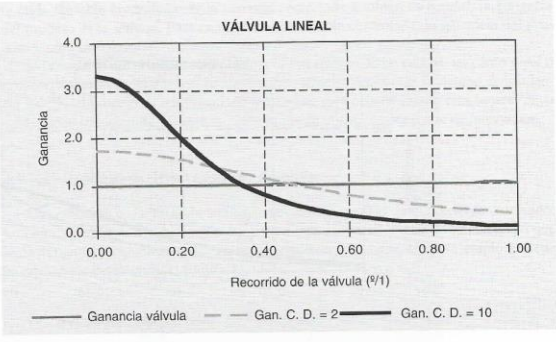


Figura 13.9

Fijándose primero en la curva con coeficiente de distorsión igual a 2 de la Figura 13.9, se puede ver que, sintonizando la ganancia del controlador cuando el proceso requiere una posición media de válvula del 60%, la ganancia combinada entre válvula y línea es 0,77. Si ahora las características de la carga requieren una posición de válvula del 20%, la ganancia combinada será 1,54. Esto supone que la ganancia del lazo de control habrá variado de forma equivalente a si se hubiera aumentado la ganancia del controlador 2 veces. Obviamente, si con la válvula en el 80% se realizaba un control ajustado, al pasar al 20% se producirá oscilación en el circuito.

Peores circunstancias se presentan cuando el coeficiente de distorsión es igual a 10, en cuyo caso la curva posee una configuración semejante al control todo-nada, por lo que no tiene sentido la elección de ganancia ni tiempo integral del controlador.

Es costumbre, en la práctica, llevar a cabo la puesta en marcha de unidades de proceso realizando los ajustes correspondientes con la planta en régimen de carga inferior al normal, lo que supone, por lo general, que las válvulas tienen posiciones cercanas al cierre. Si éstas poseen característica lineal, en cuanto adquieran posiciones cada vez más abiertas el control se vuelve «perezoso», no corrigiéndose los ajustes a menos que personal capacitado advierta el problema. Después de modificar los ajustes, una puesta en marcha posterior llevará a la autooscilación durante regímenes bajos de carga, por lo que, sin advertir generalmente la razón, las puestas en marcha se suelen llevar a cabo con los controladores en modo manual.

De distinta manera suceden las cosas con las válvulas isoporcentuales, en las que la ganancia varía de una forma más notoria, presentando máximos en puntos intermedios de la carrera de la válvula cuando el coeficiente de distorsión es superior a 1, tal como aparece en la Figura 13.10.

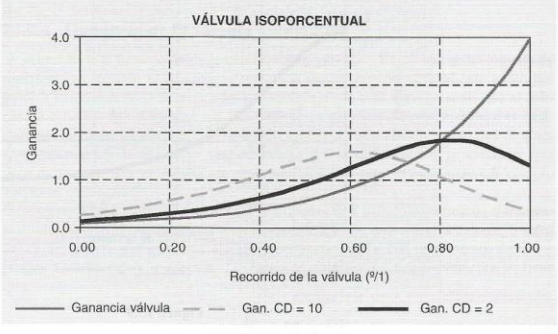


Figura 13.10

En función del margen de carrera útil que se prevea y el coeficiente de distorsión, se puede fijar una relación entre ganancia máxima y ganancia mínima que permita un ajuste del controlador que mantenga un compromiso entre estabilidad y precisión en el control. Este análisis del problema, desde el punto de vista de ganancia, permite disponer de más datos para llegar a una adecuada elección de la característica de la válvula de acuerdo a las características del sistema.

Suponiendo que el proceso tenga ganancia constante, interesa la elección de una válvula con el coeficiente de distorsión lo menor posible. Estas son las circunstancias a las que se tiende, debido a que la válvula automática debe absorber una pérdida de carga para llevar a cabo su función de control.

13.3. Análisis del proceso

Hasta aquí se ha supuesto constante la ganancia del proceso, suposición que no posee una total validez, sobre todo si se tiene en cuenta la influencia de las múltiples perturbaciones que la modifican y su variación a distintos regímenes de carga.

Debido a que el proceso se encuentra sometido a diversas perturbaciones de distinta naturaleza, tanto su ganancia estática como dinámica varían, pero sólo se puede elegir la válvula con una característica determinada. Como consecuencia, esta elección debe responder a una solución de compromiso.

13.3.1. Ganancia del proceso

La salida de una válvula es un *caudal*. El proceso acepta este caudal y lo convierte en la variable controlada. Si la variable controlada también es *caudal*, la ganancia del proceso es la *unidad*. Para cualquier otra variable controlada, la ganancia del proceso tendrá otro valor.

Si la variable controlada corresponde a la integración de un caudal, tal como nivel o presión, la ganancia del proceso se puede tomar teniendo en cuenta su tiempo de residencia *V/F*. Si el proceso es autorregulado tendrá una ganancia en estado estacionario cuyo valor puede ser obtenido, aunque también se puede utilizar su constante de integración.

13.3.2 Proceso de intercambio de calor

Los procesos cuya variable controlada es una propiedad de la corriente del fluido, tal como temperatura o composición, tienen una ganancia en estado estacionario que es fácilmente calculable, aunque no necesariamente constante. Como ejemplo se tiene el cambiador de calor de la Figura 13.11.

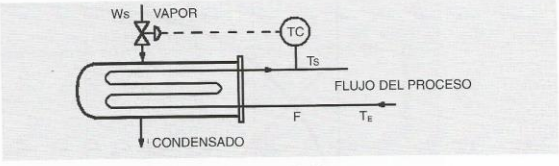


Figura 13.11

Se puede realizar el siguiente balance de materia:

$$Q = Ws * \Delta Hs = F * Ce * (Ts - Te) \qquad (14)$$

Donde:
- Q = Cantidad de calor transferido
- Ws = Caudal de vapor en masa
- ΔHs = Calor latente de vaporización

F = Caudal de producto
Ce = Calor específico del producto
Ts = Temperatura de salida del producto
Te = Temperatura de entrada del producto

La ganancia en estado estacionario es la derivada de la temperatura de salida con respecto al caudal de vapor, es decir, el cambio final en la temperatura de salida para un cambio dado en el calor de entrada:

$$Kp = \frac{dTs}{dWs} = \frac{\Delta Hs}{F * Ce} \tag{15}$$

teniendo como dimensiones grados de temperatura por unidad de caudal de vapor en masa. Esta ganancia en estado estacionario varía inversamente con el caudal de producto, siendo ésta una propiedad que se da en lazos de control de temperatura y lazos de composición.

De acuerdo a lo que describe Shinskey en *Process Control Systems*, si se provoca un salto en escalón en el calor de entrada, el punto donde la temperatura de salida alcanza el 63,2 % de su valor final se realiza en un tiempo aproximadamente equivalente al tiempo de residencia del fluido dentro del tubo. Al ser el tiempo de residencia el resultado de dividir el volumen del tubo (*V*) entre el caudal de producto (*F*), se constata que el tiempo de residencia es inversamente proporcional al caudal, no siendo, por tanto, constante.

La Figura 13.12 muestra las curvas de respuesta frente a un salto en escalón en el calor de entrada con dos diferentes caudales de producto, es decir, dos tiempos de residencia diferentes, aplicados al intercambiador de calor. Como se puede ver, cuanto

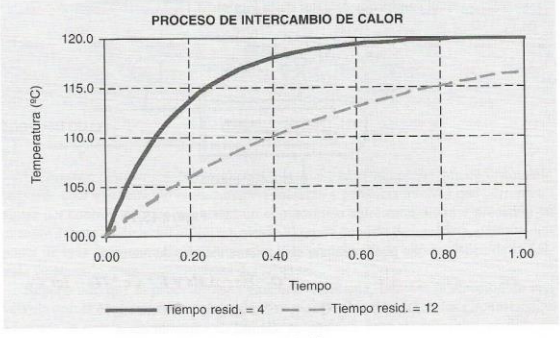


Figura 13.12

menor es el tiempo de residencia más rápidamente se alcanza el equilibrio en la temperatura de salida del cambiador.

De acuerdo a la ecuación (5), la ganancia total de un lazo de control debe ser lo más constante posible, con el fin de que la ganancia del controlador sea válida para un amplio margen de trabajo del lazo. Esto hace que, para linealizar la respuesta del proceso de intercambio de calor, se deba utilizar una válvula con característica isoporcentual, cuya ganancia aparece en la Figura 13.10. Dependiendo del coeficiente de distorsión del circuito, el comportamiento del caudal frente al recorrido de la válvula será similar al que muestra la Figura 13.8.

13.3.3. Control de reciclo de un compresor

En un compresor se realiza una transformación prácticamente adiabática, por lo que el sistema no gana ni pierde calor. Esto es debido a que la transmisión de calor es un fenómeno relativamente lento y la compresión se realiza de forma rápida. La elevación de temperatura del gas se produce como consecuencia de la elevación de presión.

Como se verá en otro capítulo, la operación de un compresor centrífugo puede llegar a ser inestable debido a cambios en alguna de las condiciones de proceso, tales como caudal, presión, temperatura o peso molecular, llegando hasta la situación de bombeo, en la que se produce la inversión momentánea del sentido de flujo ocasionando graves desperfectos en el compresor.

A partir de las curvas de bombeo, características de cada compresor en particular, se obtienen curvas de control como la que aparece en la Figura 13.13, en las que la presión diferencial, representativa del caudal de paso, es función de la diferencia de presión en la etapa.

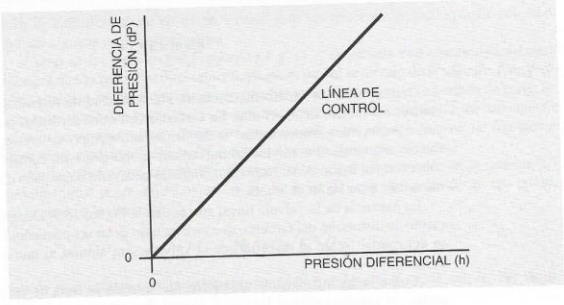


Figura 13.13

Aunque, en la práctica, se trata realmente de una parábola, de forma simplificada se puede utilizar una recta, cuya ecuación será:

$$h = K * (Pi - Pa) \tag{16}$$

Donde:
- h = Presión diferencial función del caudal de paso
- K = Pendiente de la recta
- Pi = Presión de impulsión
- Pa = Presión de aspiración

Sin entrar aquí en los diferentes sistemas de control para evitar el bombeo en un compresor, la Figura 13.14 muestra uno muy simple en el que se lleva a cabo un reciclo de caudal desde la impulsión a la aspiración para que siempre esté atravesando el compresor un caudal mínimo de seguridad. En condiciones normales de operación se encontrará cerrada la válvula de reciclo, sólo en aquellas circunstancias en las que se trabaje a bajo caudal será necesario que la válvula abra lo suficiente para proteger al compresor.

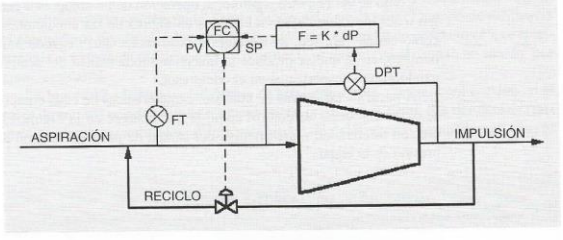


Figura 13.14

Como puede ser fácilmente deducido, la velocidad de respuesta de la válvula de control del reciclo debe ser alta. La característica debe ser lineal porque una válvula con característica isoporcentual tarda demasiado tiempo en conseguir el caudal de reciclo requerido. La válvula isoporcentual proporciona un control menos efectivo, sobre todo al inicio de su recorrido, donde es necesario dejar paso de caudal de forma inmediata para evitar el bombeo.

La ganancia de la válvula lineal aparece en la Figura 13.9. Dependiendo del coeficiente de distorsión del circuito, que en este caso debe ser pequeño, el comportamiento del caudal frente al recorrido de la válvula será similar al que muestra la Figura 13.7.

Como se ha mencionado anteriormente, cuando se trata de controlar un lazo de caudal, la ganancia de este lazo es la unidad. Por otro lado, siguiendo el concepto por el cual la ganancia de cualquier lazo de control depende de su tiempo de residencia,

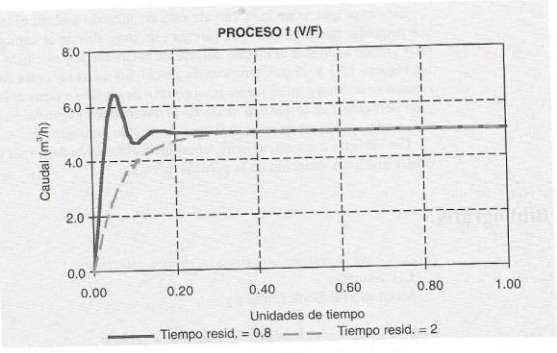


Figura 13.15

en el caso del compresor éste es muy pequeño, apareciendo en la Figura 13.15 el comportamiento del caudal en función del tiempo de residencia.

13.3.4. Criterios para selección de la característica

La elección de la característica de una válvula puede tener una gran influencia sobre la estabilidad o controlabilidad del proceso, puesto que representa el cambio en la ganancia de la válvula con respecto a su carrera. Para determinar cuantitativamente la mejor característica para una aplicación determinada, se debe realizar un análisis del lazo de control, aunque en muchos casos esto sea innecesario, siendo suficiente con aplicar algunas reglas establecidas.

Como se ha visto en las Figuras 13.1 y 13.2, la válvula con característica lineal muestra que el caudal es directamente proporcional al recorrido de la válvula. Esta proporcionalidad produce una curva con pendiente constante que, si la pérdida de carga es constante, hace que la ganancia sea la misma para todos los caudales. Esto hace que *la válvula con característica lineal sea especificada para control de nivel de líquidos y para ciertos controles de caudal donde se requiera ganancia constante.*

En la válvula con característica isoporcentual, igual incremento en la carrera (C) produce igual porcentaje de cambio en el caudal (Q) que está pasando en ese punto, de acuerdo a la ecuación:

$$dQ / dC = K * Q$$

siendo K constante con un valor aproximadamente igual a *Ln* (50) = 3,91. Por tanto, para cada 1 % de cambio en la carrera de la válvula se produce un incremento de caudal del 3,91 % del que está pasando en ese momento.

Esto hace que, cuando la válvula está empezando a abrir, el cambio en el caudal sea pequeño, mientras que si la válvula está muy abierta el cambio en el caudal sea muy grande al aplicar el mismo porcentaje al caudal de paso. Esto queda reflejado en las Figuras 13.3 y 13.5. Como consecuencia, *las válvulas con característica isoporcentual se utilizan generalmente para control de presión y otras aplicaciones donde un gran porcentaje de la pérdida de carga se absorbe por el propio sistema, mientras que sólo una pequeña parte se absorbe por la válvula automática.*

Las válvulas con característica isoporcentual también deben ser utilizadas donde se espere una gran variación en la pérdida de carga.

Bibliografía

Process control systems. Application, design, adjustment
F.G. Shinskey
McGraw Hill Book Company

Control valve sourcebook. Power and severe service
Fisher Controls International, Inc

La selección de la característica de una válvula de regulación
R. M. Llucia
Masoneilan S. A.

Control valves in optimized systems
Bela G. Liptak
Chemical Engineering. Septiembre 5, 1983

Control valve selection... a practical guide.
D.G. Wolter, Shell Oil Co
Instrumentation Technology, Octubre 1977

PARTE III

CONTROL AVANZADO Y MULTIVARIABLE

14

Técnicas de control avanzado

14.1. Introducción

En capítulos anteriores se ha visto la importancia del control de realimentación (*feedback*), el cual tiene una serie de ventajas como las que se citan a continuación:

- No es necesario tener conocimiento *a priori* de la dinámica del proceso.
- Se produce acción correctora ante cualquier perturbación que afecte a la variable controlada.
- El control PID es un sistema muy robusto. Para que aparezcan inestabilidades han de producirse cambios importantes en la dinámica del proceso.

El control *feedback* también tiene una serie de desventajas, entre las que se pueden citar:

- Sólo se produce corrección cuando la variable controlada se ha desviado de su punto de consigna. Por tanto, es imposible evitar el error inicial en la variable controlada.
- El controlador no puede adelantarse a las perturbaciones aunque éstas puedan ser conocidas y medidas.
- El comportamiento no suele ser aceptable en procesos con grandes retardos puros.

Por todo ello, existen una serie de técnicas de control avanzado que mejoran el comportamiento del control básico. En realidad, el término control avanzado no tiene una demarcación clara. Se puede definir como un conjunto de técnicas y herramientas que permiten adaptarse a las condiciones cambiantes del proceso.

Entre las técnicas para realizar control avanzado se pueden encontrar las siguientes:

- Control *feedforward*.
- Control en cascada.
- Control de relación.
- Control selectivo.

Cada una de estas técnicas puede apoyarse en diversos cálculos matemáticos para complementar el efecto sobre el elemento final de control, siempre con el objetivo de producir estabilidad en la operación. Es necesario hacer hincapié en que el objeto principal del control avanzado es producir estabilidad en la operación. Como consecuencia de la estabilidad se puede mejorar el objetivo económico al acercarse más a los límites restrictivos de las unidades de proceso, obteniendo:

- Mejora de rendimientos en productos de mayor valor añadido.
- Ahorro de energía.
- Incremento de la capacidad de producción.

14.2. Control en adelanto (*feedforward*)

Los controladores con realimentación del proceso no tienen en cuenta la influencia de las perturbaciones que se producen y que afectan al lazo de control. Debe existir un error para que se inicie la acción correctiva. Un medio para corregir el efecto de las perturbaciones es el control *feedforward*, el cual compensa el efecto de las mismas antes que produzcan error en la variable controlada. Este sistema está limitado por la exactitud de las medidas, los cálculos efectuados y las perturbaciones no medidas.

14.2.1. Teoría del control *feedforward*

Cualquier proceso se puede describir en función de las relaciones existentes entre la salida y dos grupos de entradas: la salida del proceso que es la variable controlada (Vc) o dependiente, y la entrada, conocida a su vez como variable manipulada (Vm) o independiente. Las variables asociadas a la carga son el otro tipo de independientes, conocidas como variables de perturbación (Vp). La Figura 14.1 muestra un diagrama de bloques en el que aparecen las tres variables descritas.

Como puede verse, cada una de las entradas llega al proceso por un lugar diferente, por lo que afectan de distinta forma a la variable controlada. La ecuación que describe al proceso es:

$$Vc = Vm * Gm - Vp * Gp$$

donde Gm y Gp son las funciones de transferencia.

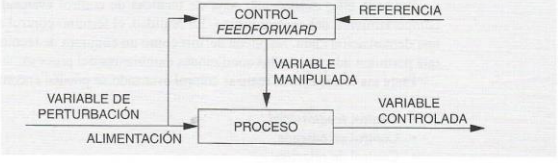


Figura 14.1

El objeto del sistema de control *feedforward* es mantener la variable controlada en un valor de referencia «R» que debe ser igual al valor deseado para la variable controlada. Con estos datos se puede obtener el valor de la variable manipulada a partir de la ecuación anterior.

$$Vm = (R + Vp * Gp)/Gm$$

Si el cálculo de la variable manipulada es correcto, para cualquier valor de la variable de perturbación se mantendrá constante el valor de referencia, es decir, el valor de la variable controlada.

14.2.2. Aplicación a un intercambiador de calor

En el cambiador de calor de la Figura 14.2, la temperatura de salida es la variable controlada, el caudal de producto y su temperatura de entrada son variables de perturbación, mientras que el caudal de vapor es la variable manipulada.

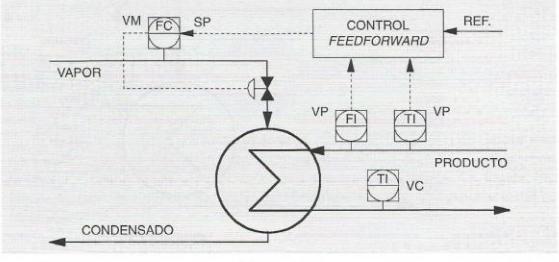


Figura 14.2

Aplicando un balance de energía se obtiene el modelo en estado estacionario del proceso de intercambio de calor.

$$Hs * Fs = Fp * Cp * (Ts - Te)$$

donde:

Hs = Entalpía del vapor (kcal/kg)
Fs = Caudal de vapor (kg/h)
Fp = Caudal de producto (kg/h)
Cp = Calor específico del producto (kcal/kg °C)
Ts = Temperatura de salida (°C)
Te = Temperatura de entrada (°C)

En este ejemplo la referencia es la temperatura de salida deseada. Si no existieran otras perturbaciones se podría fijar el caudal de vapor necesario para mantener esta temperatura.

$$Fs = Fp * \frac{Cp}{Hs} * (R - Te)$$

El cálculo anterior se basa en el modelo en estado estacionario, en el cual no se contemplan las diferentes dinámicas que afectan a las variables en función de su propia naturaleza y el lugar donde se encuentran situadas en el proceso. Para llevar a cabo la compensación dinámica es necesario introducir una función de tiempo *lead/lag* en las variables de perturbación, de forma que el sistema de control pasa a ser el de la Figura 14.3.

La compensación dinámica hace coincidir en el tiempo las variables para que no se produzca desviación entre el valor real de la variable controlada y el valor deseado como referencia.

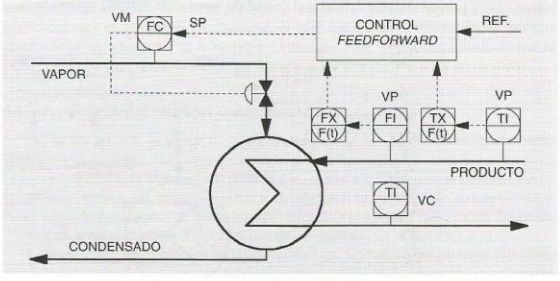


Figura 14.3

14.2.3. Reajuste por medio de *feedback*

Existen influencias externas que producen errores en el cálculo. Como consecuencia la temperatura de salida puede sufrir deriva, produciendo un error permanente. Entre las influencias externas se pueden citar:

- Cambio en la presión del vapor, haciendo que se modifique su entalpía.
- Cambio en las condiciones ambientales, noche y día, invierno y verano, etc.
- Ensuciamiento en los tubos del cambiador.

Todo esto hace que sea necesario recurrir a un procedimiento que sea capaz de mantener la variable controlada en su valor de referencia. Este procedimiento es el control *feedback*.

La Figura 14.4 muestra el sistema de control anterior incluyendo un controlador de temperatura en la línea de salida de producto, el cual actúa como reajuste o *feedback*. Este controlador mantendrá la temperatura en el valor de referencia deseado, corrigiendo los desequilibrios producidos por las perturbaciones no medidas y los errores de cálculo.

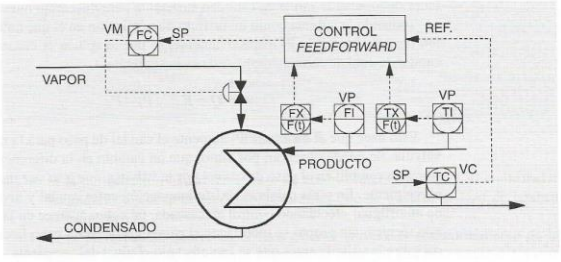


Figura 14.4

14.3. Control en cascada

En la práctica existe gran cantidad de procesos con lazos simples de control *feedback* entre los que se produce interacción. Para eliminarla es necesario medirla y controlarla por medio de un sistema de control denominado cascada. La Figura 14.5 muestra un ejemplo típico a partir del cual se va a contemplar el funcionamiento del sistema.

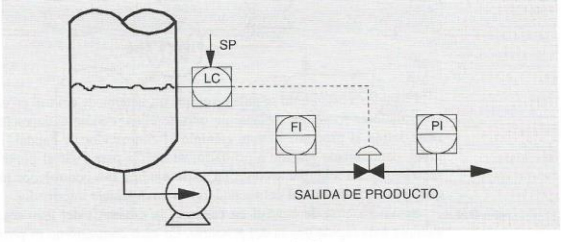


Figura 14.5

Para controlar el nivel en el fondo de un recipiente se utiliza, en principio, un controlador que actúa directamente sobre la válvula. Mientras aguas abajo de la válvula automática no se produzca ninguna perturbación se efectuará un control de nivel aceptable. Si por alguna causa disminuye la presión aguas abajo, la válvula dejará pasar más caudal para la misma apertura, al haber aumentado la diferencia de presión a través de ella. La posición de válvula se corregirá cuando disminuya el nivel y su controlador disminuya la salida en cantidad suficiente para buscar un nuevo equilibrio.

Tomando la válvula como un orificio de restricción en el que antes y después existen las presiones P_1 y P_2 respectivamente, se puede aplicar la ecuación de cálculo de caudal, la cual de forma simplificada es la siguiente:

$$Q = K * \sqrt{P_1 - P_2}$$

Esto hace que al disminuir P_2 aumente el caudal de paso para la misma apertura de válvula. Se puede observar, por tanto, que un cambio en la diferencia de presión ocasiona un cambio en el paso de caudal por la válvula, que a su vez modifica el nivel en el recipiente. En otras palabras, existe interacción entre caudal y nivel, la cual se puede amortiguar efectuando control en cascada, tal como aparece en la Figura 14.6. Con esta técnica, tan pronto se modifique el caudal se llevará a cabo la corrección necesaria sobre la válvula antes que se vea afectado el nivel del recipiente.

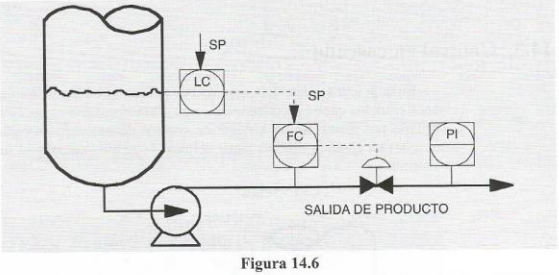


Figura 14.6

Llegados a este punto se puede ver que un sistema de control en cascada utiliza dos controladores *feedback*. Solamente uno de ellos, denominado esclavo o secundario, tiene salida al proceso, en este ejemplo el controlador de caudal. El controlador de nivel, denominado *máster* o primario, se utiliza para fijar el punto de consigna del secundario. La variable a controlar es la medida del controlador primario, mientras que la medida de caudal del secundario es una variable intermedia.

En un sistema de control en cascada, la dinámica del lazo secundario debe ser siempre más rápida que la del primario. En caso contrario no es posible que funcione correctamente.

La Figura 14.7 muestra un diagrama de bloques del ejemplo mostrado en la Figura 14.6, a partir del cual se pueden deducir dos comportamientos.

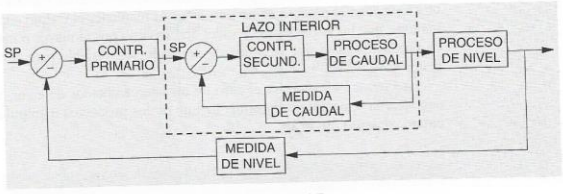


Figura 14.7

- Si la perturbación ocurre en el lazo de control interior (caudal), el controlador secundario inicia la acción correctiva antes que se traslade al lazo de control exterior (nivel).
- Si la perturbación ocurre en el lazo exterior (nivel), el comportamiento de la cascada hace que se modifique el punto de consigna del lazo interior. En este caso el conjunto se comporta prácticamente como si fuera un solo control *feedback*.

14.3.1. Algunos ejemplos de control en cascada

Además del ejemplo mostrado en la Figura 14.6 se muestran a continuación otros ejemplos típicos de control en cascada. La Figura 14.8 muestra el control entre nivel y caudal de salida del acumulador de una columna de destilación. Este sistema se utiliza para cerrar el balance de materia en cabeza de la columna. También aparece el control en cascada entre temperatura y caudal de reflujo.

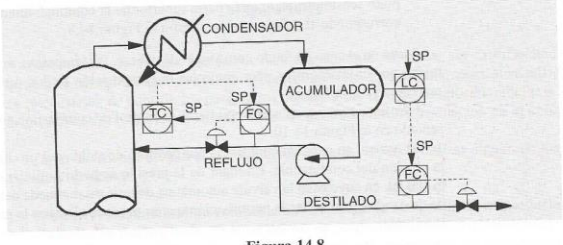


Figura 14.8

En este ejemplo se trata de una columna de destilación a condensación total, es decir, todo el producto que sale por cabeza se condensa y llega al acumulador en fase líquida, de donde se reparte en dos corrientes, una de ellas retorna como reflujo y la otra abandona el proceso como destilado. Al mantener el reflujo constante, este sistema hace que las variaciones de nivel ocasionadas por la mayor o menor acumulación de producto hagan que la salida de destilado sea variable para cerrar el balance de materia.

La Figura 14.9 muestra el caso de un intercambiador de calor en el que se debe controlar la temperatura de salida de uno de los productos manipulando el caudal de entrada del otro producto.

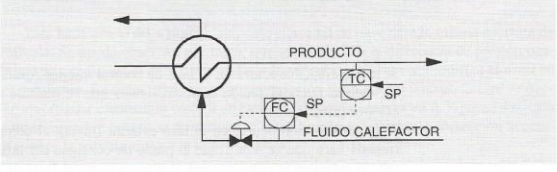


Figura 14.9

Este caso se puede hacer extensivo a todos los intercambios de calor utilizados en procesos unitarios. Por ejemplo, en una columna de destilación se pueden presentar dos casos típicos, como son:

- **Control temperatura de fondo**. La temperatura de producto puede estar situada en el plato sensible de fondo de la columna, mientras el caudal corresponde al fluido calefactor del reboiler, representado por el cambiador de calor, como muestra la Figura 14.11.
- **Control temperatura de cabeza**. La temperatura de producto corresponde al plato sensible situado en la parte superior de la columna, mientras que el caudal corresponde al reflujo, como muestra la Figura 14.8.

Tanto en el caso de fondo como en el de cabeza, las temperaturas podrían ser sustituidas por cromatógrafos para controlar la composición de los productos de ambos extremos de la columna.

Otro caso típico es el correspondiente al control de combustión de un horno, representado en la Figura 14.10.

El control en cascada controla la temperatura de salida del producto manipulando la presión del combustible. En lugar de la presión se podría utilizar como secundario el caudal, en cuyo caso la válvula automática debería estar situada después de la medida de caudal, para evitar la perturbación que se produce al variar la presión posterior a la válvula.

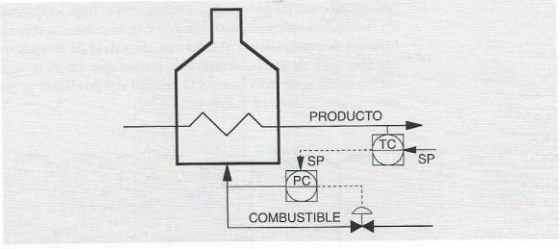


Figura 14.10

Queda, por último, comentar que a veces se utilizan sistemas con tres controladores en cascada, como queda representado en la Figura 14.11.

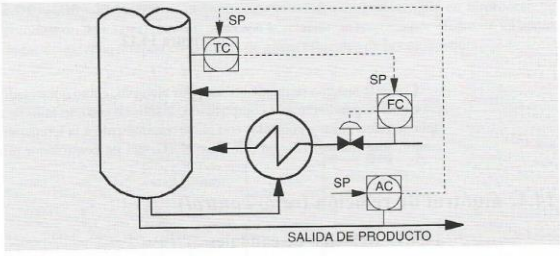


Figura 14.11

En realidad estos casos suelen ser más teóricos que prácticos, por la dificultad que existe para sintonizar tres lazos de control en serie. En cualquier caso, si se utiliza este sistema de control, los parámetros de ajuste del lazo de composición del producto deben ser lo suficientemente relajados para no producir oscilación en el conjunto.

Como alternativa a los tres controladores en serie se puede utilizar alguno de los sistemas siguientes:

- **Control incremental de composición**. Dado que la composición del producto cambia de manera lenta, en lugar del AC se puede utilizar un controlador incremental que modifique el punto de consigna del controlador de temperatura

periódicamente, no de forma continua como lo hace un controlador PID normal. En realidad es un controlador integral con incrementos constantes.

- **Control de composición alternativo al control de temperatura**. Con el fin de eliminar uno de los controladores, puesto que tanto la temperatura como la composición están asociados a la calidad del producto, se puede configurar el sistema que aparece en la Figura 14.12.

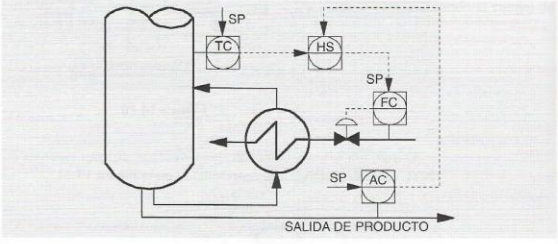


Figura 14.12

Con este sistema se puede utilizar, por ejemplo, como controlador primario principal el correspondiente a la composición, y sólo en caso de fallo de éste, o a voluntad del operador, pasar a controlar con el correspondiente a la temperatura, accionando el conmutador manual HS. En este caso el TC será un controlador primario de reserva.

14.4. Control de relación (*ratio control*)

14.4.1. Relación de caudales

Es un sistema en donde se va a controlar una variable secundaria en relación directa a otra variable denominada primaria. Un ejemplo típico es la relación líquido/vapor en un proceso de absorción. En este proceso se capturan o condensan ciertos componentes de una corriente de gas por medio de un absorbente líquido. La Figura 14.13 muestra un absorbedor en el que se elimina SH_2 utilizando como absorbente Mono Etanol Amina (MEA). El caudal de alimentación contiene el gas a absorber. La variable a manipular es el caudal de absorbente. Sin intentar realizar aquí un balance de materia exhaustivo entre las cuatro corrientes que intervienen en el absorbedor, es importante resaltar que la variable a manipular es la relación L/V, sujeta a reajustes debidos a variaciones en la composición de la alimentación.

Para mantener la relación L/V es necesario utilizar un sistema *feedforward* como el que aparece en la Figura 14.14. Por medio de este sistema, para mantener constante la relación L/V se modifica el caudal de absorbente en función del caudal de alimenta-

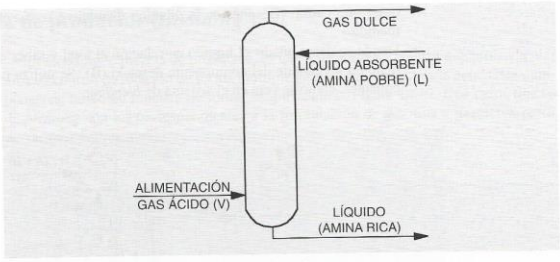


Figura 14.13

ción. Esta relación mantiene a su vez la concentración de la corriente de fondo, o bien de cabeza, dependiendo de la calidad del producto que se desea controlar.

La relación se puede ajustar manualmente o de forma automática. Un ejemplo típico de ajuste automático es el control de relación aire combustible en el proceso de combustión de una caldera. En este caso la relación se reajusta por medio de un analizador de oxígeno situado en la salida de gases efluentes de la combustión.

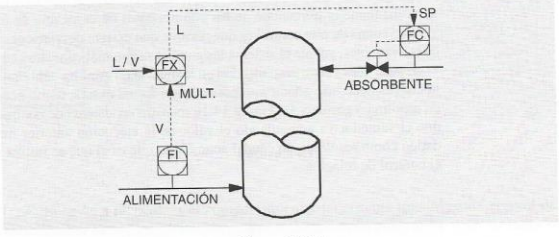


Figura 14.14

14.4.2. Relación caudal parcial a caudal total

Este sistema se representa en la Figura 14.15 y es una variante del anterior. Se utiliza fundamentalmente por las siguientes razones:

- Donde es imposible medir el caudal de perturbación (A) o no controlado antes de realizar la mezcla, bien por estar inaccesible, por su alta viscosidad, o cual-

quier otra causa. (Después de la dilución disminuye la viscosidad y puede ser medido.)

- Donde se desea añadir el líquido en relación al total y saber que este total contiene un porcentaje del componente deseado (B). Se utiliza para mezclar componentes, como se verá en el sistema de *blending*.

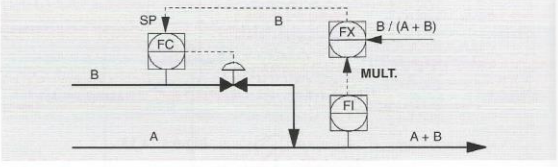


Figura 14.15

14.4.3. Relación de cantidades

En este sistema se controla la cantidad total de la variable secundaria en relación directa a la cantidad total (acumulada) de la variable primaria no controlada. Se obtiene una dosificación más precisa que cuando se controlan caudales instantáneos, sobre todo cuando se trata de cantidades pequeñas. Al comparar caudales totalizados este sistema mantiene el porcentaje de los componentes de la mezcla de forma más precisa.

La ventaja de este control es que permite que existan desviaciones temporales de una de las variables, ya que el sistema las compensa automáticamente con posterioridad.

Este sistema tiene gran utilidad en la mezcla de grandes cantidades de producto, en la cual es necesario añadir componentes de forma exacta, como ocurre en el *blending* de gasolina o gasóleo. La Figura 14.16 muestra un sistema de control de este tipo en el que el sumador va acumulando el valor de la ejecución anterior más el de la actual, dando como resultado un caudal acumulado que es el que se utiliza para llevar a cabo el control de relación.

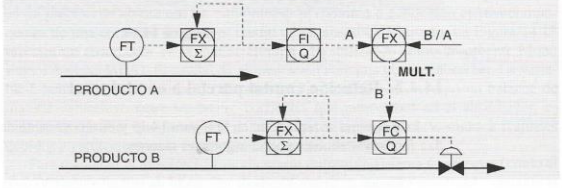


Figura 14.16

14.5. Mezcla de productos (*Blending*)

El *blending,* o mezcla de productos, es una aplicación de control que utiliza la técnica de control de relación de forma múltiple para realizar una mezcla con varios componentes, tal como muestra de forma simplificada la Figura 14.17. Dos casos típicos de *blending* son los correspondientes a la formulación de gasolina y gasóleo a partir de varios componentes.

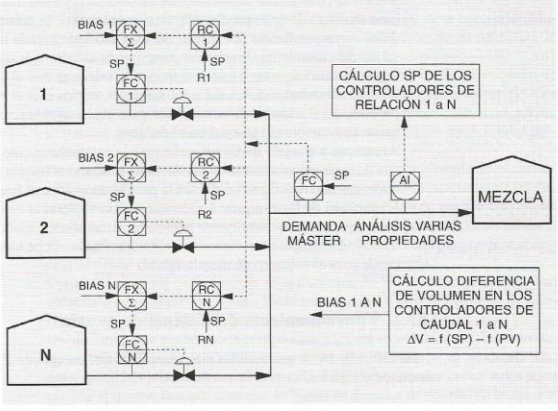


Figura 14.17

Sólo se va a mencionar el comportamiento del sistema tratado como control de relación. Por tanto, los puntos de consigna de cada componente se fijan en función de valores obtenidos por simulación u optimización OFF LINE. Existen sistemas en los que se puede realizar optimización ON LINE, en cuyo caso los puntos de consigna se van adaptando a valores calculados en función de las composiciones deseadas, por ejemplo Presión de Vapor Reid, Índice de Octano, etc. Dada la problemática asociada al factor de servicio de los analizadores en línea, este sistema tiene una utilización limitada. De forma simple, factor de servicio es el tanto por ciento del tiempo que el analizador se encuentra funcionando y disponible para efectuar control automático.

Sin entrar en detalle sobre la forma de realizar el control del *blending,* a continuación se relacionan algunas de sus particularidades:

- **Velocidad de mezcla.** Corresponde al punto de consigna fijado en el controlador *máster* de caudal situado en la línea común (*Blender*), donde se unen todos los componentes. Se fija en unidades de caudal, por ejemplo, 500 m^3/h. A veces se conoce como demanda *máster.*
- **Volumen de mezcla.** Es la cantidad total de producto que se desea obtener en la mezcla. Se fija en unidades de volumen, por ejemplo, 10.000 m^3.
- **Relaciones parciales de componentes.** La suma de puntos de consigna de las relaciones correspondientes a todos los componentes ha de ser igual al 100 %.
- **Volúmenes parciales.** Se deben calcular dos volúmenes, correspondientes a los puntos de consigna de cada componente (teórico), y a las medidas de caudal de paso (real). Cuando se produce desviación entre ellos se deben corregir los caudales correspondientes por medio del bías asociado a cada lazo. Realmente la salida del controlador de relación corresponde al valor teórico de punto de consigna que corresponde a cada componente, mientras que el punto de consigna real del controlador de caudal es la suma del teórico más el bías añadido, si se produce desviación en el volumen de paso real con respecto al teórico. Si no existe desviación, el valor del bías será cero.
- **Arranque y parada de bombas.** Se realiza automáticamente la puesta en marcha de las bombas situadas en las líneas de producto al mismo tiempo que se inicia la mezcla. Asimismo se efectúa la parada automática al final de la mezcla.
- **Capacidad de los tanques.** La mezcla se inicia sólo si el volumen existente en los tanques origen es suficiente para suministrar el correspondiente a la demanda de cada componente. Asimismo el tanque destino debe tener capacidad suficiente para el volumen de mezcla fijado.

14.5.1. Funcionamiento del sistema de mezcla

En la Figura 14.18 aparecen las diferentes fases que componen el desarrollo de una mezcla de productos.

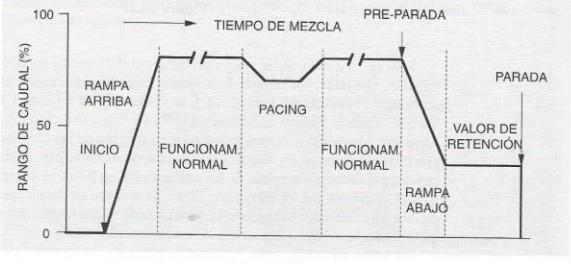


Figura 14.18

- **Inicio.** La velocidad de mezcla se inicia en cero y va aumentando hasta alcanzar su valor de referencia fijado en el punto de consigna del controlador máster de caudal. El tiempo hasta alcanzar el punto de consigna está destinado al sistema de rampa ascendente de caudal.
- **Funcionamiento normal.** Una vez alcanzada la velocidad de mezcla, o demanda *máster,* el caudal permanece en ese valor mientras no ocurra ninguna incidencia.
- ***Pacing.*** Durante el tiempo que permanece la velocidad de mezcla en su valor de referencia se puede presentar una condición de *pacing.* Generalmente esta condición se asocia a la posición de válvula de los diferentes componentes, de forma que si alguna de ellas alcanza un valor próximo al 100 % es necesario reducir la velocidad de mezcla. Si no se realiza la reducción no se alcanzará la mezcla deseada porque el componente cuya válvula ha alcanzado el 100 % está fuera de control y el caudal de paso no corresponderá al fijado en su punto de consigna. Cuando desaparece la condición de *pacing* se puede volver al valor anterior de velocidad de mezcla, bien de forma manual o automática. El *pacing* se trata en realidad de acompasar la velocidad de mezcla a las restricciones producidas por la apertura de válvula de los componentes.
- **Pre-parada.** A un cierto valor de volumen de mezcla, por ejemplo 95 %, se llega a la condición conocida como pre-parada. En este momento se inicia un sistema de rampa descendente hasta alcanzar una velocidad de mezcla denominada valor de retención, en el cual permanecen todos los componentes hasta finalizar la mezcla. Realmente se trata de frenar la velocidad para poder realizar el ajuste final de cada uno de los componentes de la mezcla.
- **Parada.** La parada de la mezcla se realiza cuando todos los componentes han alcanzado su volumen prefijado. Dado que se conoce el volumen total de mezcla y la relación de cada componente también se conocen los volúmenes parciales, de forma que cuando cada componente alcanza su volumen prefijado se cierra automáticamente la válvula automática. De esta forma el volumen total corresponde exactamente con el prefijado. Lógicamente todas las válvulas no se cierran al mismo tiempo, sino que lo hacen en función de cuando se alcance el volumen de cada componente.

14.6. Control selectivo

Existen muchas ocasiones en las que entre varias medidas o salidas de controladores se debe seleccionar una de ellas, bien por razones de seguridad, eficacia, etc. En el caso de medidas, el sistema sólo realiza la función de selector puro, puesto que se trata de variables cuyo valor es fijo. Como ejemplo típico se tiene la selección de la temperatura más alta en un reactor, la cual va a ser utilizada como variable de proceso para un controlador. Se trata de seleccionar entre los milivoltios generados por cada uno de los termopares implicados.

Cuando se trata de seleccionar una salida entre la de varios controladores, la variable a seleccionar no es fija, sino flotante. Las salidas de los controladores no seleccionados tienden a desplazarse hacia un extremo u otro del rango. Esto se debe a que las salidas son el resultado de aplicar la ecuación del controlador PID que, como se sabe,

tiene una componente debida a la acción integral que lleva a saturar su salida en alguno de los extremos cuando existe error entre medida y punto de consigna. El fenómeno de saturación debida a la acción integral se conoce como *reset windup*, y el tipo de control selectivo se conoce como *override*.

14.6.1. Antisaturación (*Anti reset windup*)

En el control selectivo *override* siempre existe uno o más controladores cuya salida no está seleccionada, dada la propia naturaleza de este tipo de control. Con objeto de simplificar, a partir de aquí se supone que sólo existen dos controladores cuya salida se envía a un selector. El controlador no seleccionado tendrá un error permanente entre variable de proceso (PV) y punto de consigna (SP), por lo que su salida (OP) será inferior o superior a la seleccionada dependiendo si el selector es de máxima o mínima respectivamente.

Si los controladores sólo disponen de acción proporcional, la salida no seleccionada tendrá un valor fijo proporcional al error. Si además disponen de acción integral, la salida no seleccionada llegará a saturarse con el tiempo debido a la integración del error, por lo que si no existe ningún sistema que evite esta saturación la salida se irá a un valor por encima del máximo o por debajo del mínimo, aunque el indicador de salida esté en 100 o 0 % respectivamente. Esta particularidad hace que el cambio de variable controlada no se haga justo en el momento en que la no seleccionada cambie el signo del error, sino que hace falta además que elimine la saturación debida a la acción integral (*reset windup*), para que pase a ser la variable controlada principal.

Para evitar la saturación, los sistemas de control distribuido disponen de limitadores de acción integral, de forma que se evite la saturación del controlador no seleccionado. A modo de ejemplo se describen a continuación dos sistemas para evitar la saturación.

- Limitar la acción integral de los controladores en un valor de salida determinado, p.e. 90 y 10 %. A partir de estos valores de salida del controlador se elimina el efecto de la acción integral, reduciendo la saturación. En la Figura 14.19 la salida no seleccionada permanecería en el 90 %. Para llevar a cabo el cambio de variable, el controlador no seleccionado tiene que aproximar su salida desde 90 a 60 %.

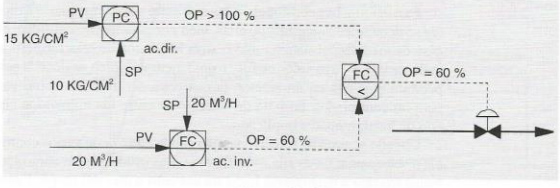


Figura 14.19

- Algunos sistemas de control distribuido disponen de ajuste de banda de seguimiento de la salida no seleccionada con respecto a la seleccionada, por ejemplo, 5 %. En la Figura 14.19, la salida no seleccionada estaría en el 65 %. De esta forma el cambio entre variables controladas se hace rápidamente (65 a 60 %), evitando perturbaciones en el proceso.
- Algunos sistemas disponen de controladores con *external feedback*. A esta entrada se conecta la salida del selector, de forma que la salida del controlador no seleccionado se encontrará muy cerca de la salida del selector, evitando la saturación del controlador.

14.6.2. Control *override* en estación de bombeo

Existen ocasiones en las que es necesario limitar una variable de proceso en un valor determinado, alto o bajo, para evitar daños en equipos o al proceso. Un ejemplo típico lo constituyen las estaciones de bombeo en las que existen dos variables controladas y una sola manipulada, tal como muestra la Figura 14.20.

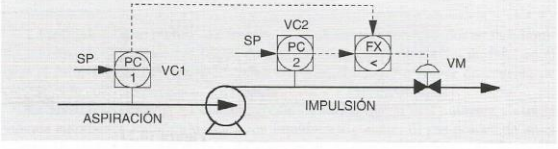


Figura 14.20

Las variables controladas son las presiones de aspiración e impulsión o descarga, mientras que la manipulada es la válvula automática situada en la línea de impulsión. En condiciones normales debe ser controlada la presión de impulsión. Solamente se limitará este control si la presión de aspiración disminuye de un cierto valor, en cuyo caso pasará a ser la variable controlada.

La salida de los dos controladores se conecta a un selector *override* de mínima señal. El punto de consigna del controlador de presión de aspiración está situado por debajo de la presión normal de operación. Debido al error entre PV y SP, su salida se encontrará al máximo debido a la componente integral y tener configurada acción inversa. El controlador de impulsión también tiene acción inversa y mantiene la presión en el punto de consigna deseado. Por tanto, su salida será menor que la del controlador de presión de aspiración.

En condiciones normales de operación, el selector de mínima señal tendrá seleccionada la del controlador de impulsión para enviarla a la válvula automática. Cuando, por haber aumentado el caudal de paso, la presión de aspiración disminuya por debajo de su punto de consigna la salida del controlador disminuirá, haciéndose menor que la correspondiente al controlador de impulsión. Como consecuencia el selector dejará pasar la salida del controlador de aspiración hacia la válvula automática, protegiendo

de esta forma la bomba. En este momento se producirá un error permanente en el controlador de descarga, siendo su PV menor que el SP, por lo que la salida de este controlador aumentará dejando de ser seleccionada.

14.6.3. Control *override* para medida de caudal de LPG

Como su nombre indica, el Gas Licuado de Petróleo (*Liquefied Petroleum Gas*), se encuentra en fase gas a presión atmosférica y temperatura ambiente. Con objeto de mantenerlo en fase líquida debe estar sometido a una cierta presión por encima de la presión de vapor del butano, propano y etano contenidos en la mezcla.

En la Figura 14.21, la salida de los controladores de caudal y presión se envían a un selector de máxima señal. En condiciones normales la salida del controlador de presión estará por encima de la correspondiente al controlador de caudal, estando por tanto controlando el caudal a su valor deseado. Si por alguna circunstancia disminuye la presión, disminuirá también la salida de su controlador, pasando éste a controlar al alcanzar la medida el punto de consigna, el cual estará fijado a la mínima presión necesaria para que el GLP permanezca en fase líquida.

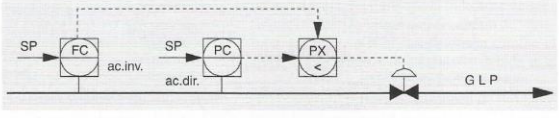


Figura 14.21

El comportamiento aparece en la Figura 14.22. Mientras la presión está situada por encima de su punto de consigna, el caudal se mantendrá en el valor deseado. Cuando la presión alcanza su punto de consigna, el controlador hace que éste se mantenga constante, disminuyendo el paso de caudal para evitar que se gasifique el GLP, lo cual produciría errores en la medida.

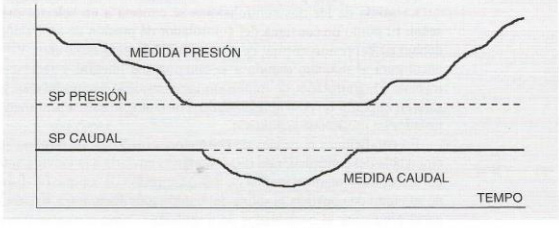


Figura 14.22

14.6.4. Control *override* en un intercambiador tipo *Kettle*

Por último se describe el funcionamiento de un control *override* entre presión y nivel en los equipos situados en cabeza de una columna desetanizadora, como aparece en la Figura 14.23.

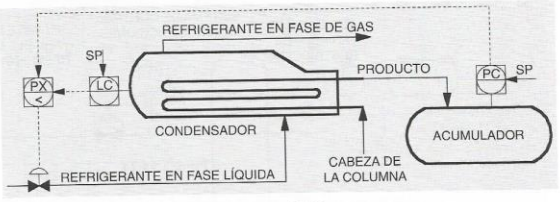


Figura 14.23

La refrigeración se realiza con fracción C3 que entra al condensador en fase líquido y lo abandona en fase gas. En el condensador se realiza el cambio de fase, en el cual el calor latente de vaporización hace que se condense el vapor procedente de cabeza de la columna.

La presión se controla en el acumulador, de forma que si ésta aumenta abrirá la válvula automática inundando tubos con líquido refrigerante. El gas producido en el cambio de fase se acumula en la parte superior del condensador tipo *Kettle,* de donde pasa a la aspiración de un compresor para volver a condensarlo y repetir el ciclo al tratarse de un circuito cerrado.

Al abrir la válvula automática aumentará el nivel en el condensador, hasta el extremo de inundar totalmente los tubos. En este momento se tiene la máxima capacidad de refrigeración posible, por lo que no es necesario dejar pasar más líquido por la válvula. Para evitar que siga aumentando la apertura de válvula, pasará a controlar el nivel a través del selector *override* de mínima señal.

El controlador de presión tiene configurada acción directa, por lo que al aumentar la presión aumenta la salida, mientras que el controlador de nivel tiene configurada acción inversa, de forma que al aumentar el nivel disminuye su salida. Como consecuencia de este comportamiento, el selector *override* debe ser de mínima señal. Este sistema de control protege el circuito de aspiración del compresor de la posible entrada de líquido, con los consiguientes daños que esto produciría en la máquina.

14.7. Control por restricciones

El control por restricciones es una técnica de control avanzado que, normalmente, lleva implícitas comprobaciones lógicas para llevar el proceso a sus límites. Para ello modifica el valor de una variable manipulada, tanto como sea necesario, hasta llevar alguna

variable de restricción a un límite especificado. En la Figura 14.24 aparece un diagrama de bloques mostrando un sistema de control con una sola variable de restricción actuando sobre la variable manipulada. En un sistema con más de una variable existe una de ellas que es la variable objetivo y que será la que «mande». El punto de consigna de esta variable objetivo puede venir fijado por el operador o por una estrategia de optimización.

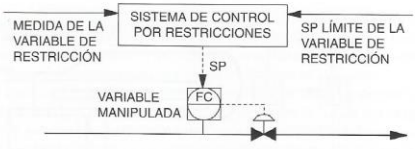


Figura 14.24

Una de las aplicaciones más usuales del control por restricciones es la maximización o minimización de una variable. La operación en condiciones de restricción es muy normal en procesos donde se quiere:

- Maximizar la carga a la unidad.
- Maximizar rendimientos.
- Minimizar consumo de energía.

Antes de seguir adelante es necesario conocer que las restricciones pueden ser catalogadas como:

- **Severas *(Hard).*** Entre ellas se encuentra la posición de válvulas, capacidad de bombas, presión máxima admisible previa al disparo de una válvula de seguridad, etc.
- **Suaves *(Soft).*** Como puede ser la calidad de un producto, nivel en un recipiente, presión en el interior de un horno, etc.
- **Calculadas.** En este grupo se encuentra la inundación en una columna de destilación, severidad en un reactor, ensuciamiento en un intercambiador de calor, etc.

Para llevar a cabo el control por restricciones se puede utilizar alguno de los procedimientos generales que se describen a continuación:

- Control proporcional.
- Control incremental.

14.7.1. Control PID con selector

Aunque existen otros sistemas, la Figura 14.25 muestra como ejemplo un sistema de maximizar por restricciones en el que cada una de las variables de restricción dis-

pone de un controlador al cual se le fija un punto de consigna que corresponde al valor límite que puede alcanzar la variable correspondiente.

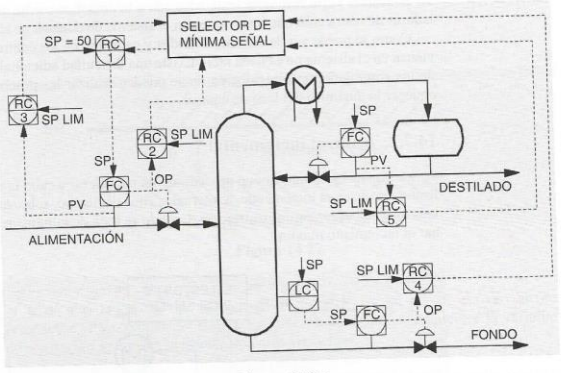


Figura 14.25

Desde un punto de vista teórico está claro que este sistema cumple todos los requerimientos al poder ajustar cada uno de los controladores de restricción. Por tanto, para sintonizar cada uno de ellos es necesario conocer lo mejor posible:

- La dinámica de cada variable de restricción con respecto a la variable manipulada.
- Frecuencia y amplitud de los cambios de carga.

Esto lleva implícita la necesidad de realizar pruebas en cada uno de los lazos de restricción para averiguar su dinámica. Dependiendo del tiempo muerto y respuesta de primer o segundo orden, cada lazo tendrá un ajuste de parámetros determinado con objeto de proporcionar pequeños incrementos sobre la variable manipulada. Generalmente los controladores dispondrán de acción proporcional actuando sobre los cambios en la variable de proceso, y acción integral, es decir:

$$\Delta OUT_t = Kp\,(PV_t - PV_{t-1}) + 1/TI\,(PV_t - SP)$$

$$OUT_t = OUT_{t-1} + \Delta OUT_t$$

Las salidas de todos los controladores se envían a un selector de mínima señal (máxima si se trata de minimizar). Cuando ninguna variable de restricción está cerca de su SP límite, las salidas de los controladores tenderán a máximo, mientras que al

acercarse al SP límite las salidas tenderán a cero. La salida del selector de mínima señal es la variable de proceso de un controlador con acción proporcional actuando sobre ella, mientras que el SP se fija en el 50 %. Los movimientos en la salida deben ser pequeños y con respuesta lenta adaptada a la dinámica media de todos los controladores de restricción que intervienen en el sistema de control.

Como se puede ver, la sintonía de todos y cada uno de los controladores que intervienen en el sistema no es nada fácil. Existe una dificultad adicional cuando en alguno de los controladores de restricción no se pueden realizar las pruebas necesarias para conocer la dinámica del lazo de control.

14.7.2. Control incremental

La Figura 14.26 muestra un procedimiento para llevar a cabo la maximización utilizando un sistema incremental, a intervalos fijos de tiempo, sobre la variable manipulada hasta alcanzar alguna restricción. Cuando se trata de minimizar, se debe seleccionar el incremento máximo.

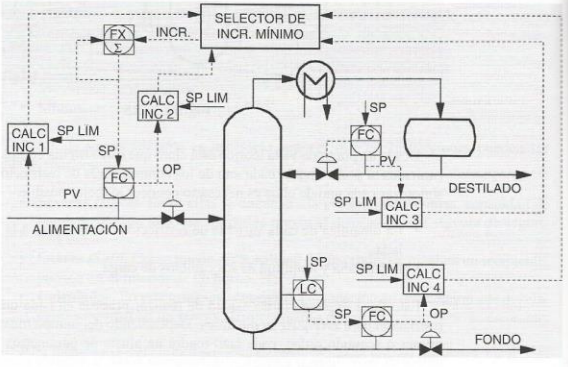


Figura 14.26

Este procedimiento lleva a cabo el control incremental de forma lineal. Aunque este sistema es peor que el anterior desde el punto de vista teórico, tiene la ventaja de ser más sencillo de implementar al hacer algunas aproximaciones.

- El tamaño de cada uno de los incrementos depende de la ganancia entre la variable manipulada y la variable de restricción.
- El tamaño del GAP está relacionado con la ganancia y la velocidad de respuesta de esa variable de restricción.

El sistema modifica el punto de consigna de la variable manipulada hasta que alguna de las variables de restricción se encuentra dentro de una banda de control (GAP). La Figura 14.27 muestra un ejemplo en el cual el objetivo es maximizar una variable, es decir, dar incrementos positivos hasta que la variable de restricción alcance su zona GAP.

Figura 14.27

Cada uno de los cálculos incrementales compara el valor real de esa variable de restricción (PV), con su SP límite. En función de donde se encuentre la variable de restricción se pueden presentar los casos siguientes:

- ***PV < (SP – GAP).*** La salida del cálculo incremental tendrá un valor positivo constante fijado para cada variable.
- ***(SP* – GAP) < PV < SP.** Al encontrarse la variable de proceso dentro de la banda de control deseada, la salida del cálculo incremental será igual a cero.
- ***PV > SP.*** La salida del cálculo incremental tendrá un valor negativo constante fijado para cada variable.

La salida de todos los cálculos incrementales se envía a un selector de mínima señal (máxima si se trata de minimización), siendo la salida de éste una de las entradas a un sumador en el que la otra entrada es el punto de consigna de la variable manipulada en la ejecución anterior del algoritmo, es decir:

$$SP_t = SP_{t-1} + INC$$

Al tratarse de un selector de mínima, tan pronto como una variable de restricción entre en su zona GAP, el incremento seleccionado será cero, aunque el resto de variables no hayan alcanzado su banda de control correspondiente, puesto que estas variables darán como salida incrementos positivos (mayores que cero). Esta situación permanece hasta que alguna variable de restricción sobrepase su SP límite, en cuyo caso los incrementos de salida serán negativos (menores que cero), o la variable de restricción que estaba dentro de su zona GAP salga de ella por el extremo opuesto al SP límite, volviendo a dar incrementos positivos.

La maximización o minimización suele ser un sistema de control que debe modificar el valor de la variable manipulada de forma lenta. Como consecuencia, el valor de

los incrementos ha de ser pequeño en el sentido de aproximación al SP límite de cada variable de restricción, mientras que su valor para salir de la restricción debe ser mayor para retornar a la banda de control prevista.

Aunque no se ha mencionado, tanto en este sistema como en el anterior existe otra variable de restricción que corresponde al punto de consigna máximo o mínimo de la variable manipulada. Cuando sólo se alcanza esta restricción, realmente se trata de una operación con la variable manipulada al valor fijado en este punto de consigna como una restricción más del sistema, por lo que realmente no se está maximizando o minimizando la variable manipulada hasta los límites hidráulicos o de seguridad de la unidad de proceso.

14.8. Control inferencial

Es una técnica de control avanzado que se utiliza cuando la variable controlada no puede ser medida directamente, con la suficiente rapidez o durante todo el tiempo. En su lugar se utiliza otra u otras variables que representen a la variable principal y puedan ser medidas directamente o bien asociarlas a cálculos. La Figura 14.28 muestra un diagrama de bloques en el que aparece el concepto de control inferencial de forma simple.

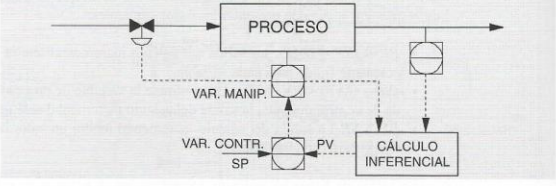


Figura 14.28

Una variable inferencial se puede utilizar, entre otros sistemas, para:

- Control directo de ella misma.
- Contribuir a una estrategia de control *feedforward*.
- Control por restricciones.

Algunos ejemplos de variables inferenciales calculadas son:

- Presión de Vapor Reid en el fondo de una columna estabilizadora o *splitter* de nafta.
- Inundación en los platos de una columna de destilación.
- Relación aire/combustible en función de la densidad del fuel gas.
- Punto de corte 95 % ASTM en productos destilados del petróleo, como nafta, keroseno, gasóleo.

- Reflujo interno en una columna de destilación.
- Bombeo en un compresor centrífugo.
- Severidad en un reactor.
- Temperatura compensada por presión.

Algunos de estos cálculos se pueden ver en los capítulos correspondientes, como el bombeo en compresores centrífugos, punto de corte 95 % ASTM, etc. Por esta razón aquí sólo se desarrollan, a modo de ejemplo, algunos de los que aparecen en la relación anterior.

14.8.1. Relación aire/combustible en función de la densidad del fuel gas

En los hornos de muchas unidades de proceso se utiliza como combustible el fuel gas al ser un producto residual. Con el fin de mantener una combustión ligeramente superior a la estequiométrica se suele utilizar un control de relación aire/combustible. Como se ha mencionado, el fuel gas es un producto residual, por lo que su composición es variable y por tanto su poder calorífico, que generalmente es proporcional a la densidad. Como consecuencia, conociendo la densidad del fuel gas se puede efectuar el control de relación de forma que no existan perturbaciones en el contenido de oxígeno en los gases efluentes de la combustión.

A continuación se desarrolla un ejemplo suponiendo que el fuel gas tiene los siguientes componentes y sus reacciones de combustión:

Componente	Oxígeno requerido (mol/mol)	Producto de la combustión
H_2	0,5 O_2	H_2O
CH_4	2,0 O_2	$CO_2 + H_2O$
C_2H_6	3,5 O_2	2 CO_2 + 3 H_2O
C_3H_8	5,0 O_2	3 CO_2 + 4 H_2O
C_4H_{10}	6,5 O_2	4 CO_2 + 5 H_2O
C_5H_{12}	8,0 O_2	5 CO_2 + 6 H_2O
N_2	———	Inerte

El poder calorífico será variable en función de la composición porcentual de cada uno de los componentes. Por otro lado, la composición del aire en la zona donde se toma para la combustión tiene una cierta cantidad de humedad, por lo que la concentración de oxígeno es del 20,5 % en volumen.

La relación aire/combustible para la combustión estequiométrica, utilizando el aire con la concentración mencionada, se detalla en la tabla siguiente:

Componente	Peso Molecular	Relación molar Oxígeno/Combustible	Relación Aire / Comb. Nm^3 Aire / Nm^3 Gas
H_2	2	0,5	2,44 = 0,5 / 0,205
CH_4	16	2,0	9,76
C_2H_6	30	3,5	17,07
C_3H_8	44	5,0	24,39
C_4H_{10}	58	6,5	31,71
C_5H_{12}	72	8,0	39,02
N_2	28	———	Inerte

La Figura 14.29 muestra las relaciones estequiométricas de los componentes del fuel gas con respecto al peso molecular, en la que se puede ver que los valores forman una línea recta.

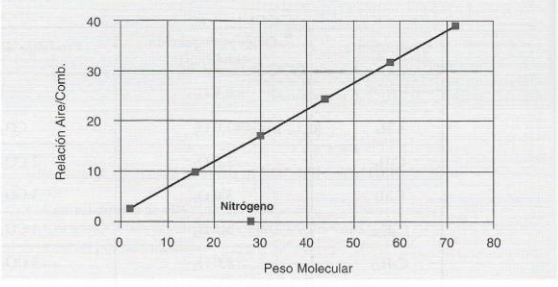


Figura 14.29

Para una combustión 100 % estequiométrica, la relación de caudales en función del peso molecular de hidrocarburo es:

$$y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}(x - x_1)$$

donde la pendiente de la recta es:

$$m = \frac{39{,}02 - 2{,}44}{72 - 2} = 0{,}5226$$

por tanto, la relación aire/combustible será:

$$Relación = 0{,}5226 * Pmol + 1{,}3948$$

Como se sabe, la densidad de un gas es función del peso molecular. Con la presión en kg/cm^2 y la temperatura en K, se obtiene mediante la ecuación:

$$\rho = \frac{Pmol * P}{0{,}08479 * Z * T} \left[kg/m^3 \right]$$

En la ecuación de la recta anterior el caudal de aire está dado en Nm^3/h, por tanto, para T=273,15 K, P= 1 kg/cm^2 y factor de compresibilidad Z=1, se tiene que:

$$Relación = 12{,}10 * \rho + 1{,}3948$$

Suponiendo una relación aire/combustible 15 % sobre la estequiométrica, la ecuación anterior se convierte en:

$$Relación = 13{,}915 * \rho * 1{,}604$$

De esta manera, conociendo la densidad se puede calcular la relación aire/combustible a aplicar en el control de combustión actuando como *feedforward.* El reajuste o *feedback* del sistema de control lo realizará el control de oxígeno en los gases efluentes de la combustión.

14.8.2. Reflujo interno en columnas de destilación

La Figura 14.30 muestra la sección de cabeza de una columna de destilación. En estado estacionario se puede considerar constante el tráfico de líquido que desciende hacia los platos inferiores de la columna y también el flujo de vapores que ascienden hacia la zona superior. Realmente, el líquido enfriado e introducido como reflujo externo, condensa parte de los vapores que ascienden. La suma de vapor condensado y reflujo externo se conoce como *reflujo interno.*

Cuando los vapores de cabeza se enfrían demasiado se produce una diferencia de temperatura excesiva entre la salida de vapor y retorno de reflujo externo, conocida como subenfriamiento. Si el reflujo externo se encuentra demasiado subenfriado se producirá una mayor condensación de vapores, por lo que se debe intentar operar con un reflujo interno óptimo. Es evidente que el reflujo interno no puede ser medido, por lo que hay que recurrir a calcularlo en función de otras variables.

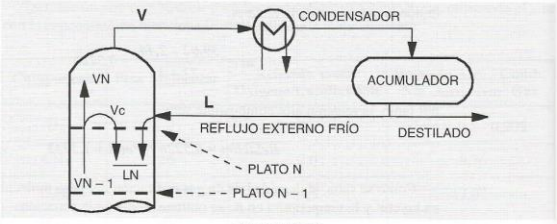


Figura 14.30

Suponiendo que la entalpía del vapor es igual en los platos N y N-1 al aplicar un balance de energía en el plato N se tiene que:

$$(V_{N-1} - V_N) * HV = L * Cp * (TV - TL)$$

por tanto el vapor que se condensa al encontrarse con el reflujo externo frío es:

$$Vc = L * Cp/HV * (TV - TL)$$

como el reflujo interno es la suma del reflujo externo frío más el vapor condensado, el líquido que desciende del plato N es:

$$LN = L + L * Cp/HV * (TV - TL)$$
$$LN = L * [1 + K * (TV - TL)]$$

donde:

LN = Reflujo interno (kg/h)
L = Reflujo externo (kg/h)
Cp = Calor específico del reflujo (kcal/kg °C)
HV = Calor latente de condensación del reflujo (kcal/kg)
TV = Temperatura del vapor en cabeza (°C)
TL = Temperatura del reflujo externo (°C)

Controlando el caudal de reflujo interno se obtiene:

- *Mayor estabilidad*. Sobre todo donde la condensación se realiza con aero-refrigerantes.
- *Ahorro de energía*. Al no tener que calentar en el reboiler una cantidad de líquido que después se condensa en el plato de retorno del reflujo externo.

En la Tabla siguiente aparecen algunas constantes Cp/HV necesarias para llevar a cabo el control del reflujo interno. Esta tabla está realizada a partir de la que existe en el libro *Distillation Control* que aparece en la bibliografía. Los datos corresponden a una temperatura de 100 °F = 37,7 °C.

Componente	HV kcal/kg	Cp kcal/kg °C	Cp/HV $°C^{-1}$
Propileno	73,381	0,714	$0,973 * 10^{-2}$
Propano	75,605	0,667	$0,882 * 10^{-2}$
i-Butano	75,049	0,633	$0,843 * 10^{-2}$
n-Butano	82,832	0,602	$0,727 * 10^{-2}$
Ciclohexano	108,404	0,500	$0,461 * 10^{-2}$
Benceno	100,066	0,436	$0,436 * 10^{-2}$

14.8.3. Temperatura compensada por presión

Cuando en una columna de destilación se pretende utilizar la máxima capacidad de condensación de forma permanente, es necesario dejar flotar la presión en función de las condiciones del sistema de refrigeración. De esta forma se ahorra energía al no existir subenfriamiento del reflujo.

Como se sabe, siempre que exista una correspondencia entre presión y temperatura para que el producto de cabeza se encuentre a su temperatura de rocío, la composición del mismo permanece constante. Igual ocurre con la temperatura de burbuja en fondo. Por tanto, si la presión se modifica, también ha de modificarse la temperatura para mantener la variable de composición en su valor deseado. La Figura 14.31 muestra una curva de equilibrio presión-temperatura con las condiciones de diseño de una columna en particular.

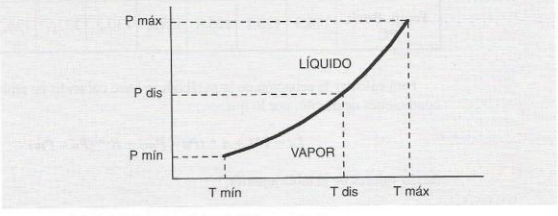


Figura 14.31

Para compensar las variaciones de presión sobre la composición de cabeza se debe corregir el valor de la temperatura medida en esta zona reduciéndola a la presión de diseño. De esta manera, el operador siempre verá temperatura corregida y trabajará fijando el punto de consigna de esta referencia conocida, con independencia de la presión de operación que exista en cada momento. La Figura 14.32 muestra la zona superior de una columna de destilación con los instrumentos implicados en este sistema de control inferencial. Lógicamente, este mismo sistema se puede aplicar al fondo de la columna utilizando datos correspondientes al punto de burbuja del producto de fondo.

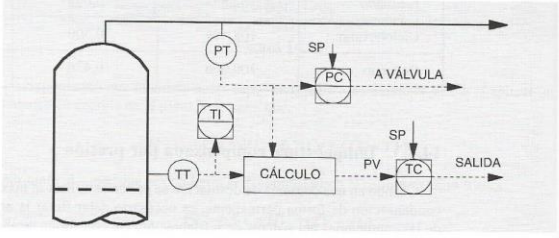


Figura 14.32

Para reducir la temperatura medida a las condiciones de diseño hay que tener en cuenta las temperaturas de rocío o burbuja. La Tabla siguiente muestra un ejemplo con las temperaturas de burbuja en el fondo de una columna estabilzadora de nafta en la que las condiciones de diseño son 9 kg/cm^2 relativos y 130,5 °C.

Presión rel. kg/cm^2	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0
Temp. Burb. °C	116,3	120,1	123,8	127,2	130,5	133,7	136,7	139,5	142,3

Para calcular la ecuación de la parábola se hace coincidir en ambos extremos y las condiciones de diseño, por lo que:

$$Td = TM + A * (Pd - Pm) + B * (Pd - Pm)^2$$

dando valores de la tabla anterior,

$$130{,}5 = 116{,}3 + A * 2 + B * 4$$
$$130{,}5 = 142{,}3 - A * 2 + B * 4$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene que: A = 6,5 y B = 0,3.

Por tanto, la ecuación para cálculo de la temperatura compensada por presión, o temperatura de diseño, queda:

$$TCP = Tm + 6{,}5 * (9{,}0 - Pm) + 0{,}3 * (9{,}0 - Pm)^2$$

De esta forma, la temperatura medida se corrige en función de la presión para mantener una temperatura compensada que represente la calidad del producto a las condiciones de diseño.

Bibliografía

Feedforward control applied
F. G. Shinskey
ISA Journal, Noviembre 1963

Chemical process control. An introduction to theory and practice
George Stephanopoulos
Prentice Hall International

Instrument engineers handbook
Bela G. Liptak and Kriszta Venczel
Chilton Book Company

Process control systems. Application, design and tuning
F. G. Shinskey
Mc Graw Hill, Inc

Distillation control for productivity and energy conservation
F. G. Shinskey
Mc Graw Hill Book Company

15

Algoritmos para compensación dinámica

15.1. Sistemas lineales

En general las variables de control pueden tomarse como lineales alrededor de la zona de operación. Realmente no existen sistemas lineales perfectos, por lo que cuando se han considerado como tal equivale a decir que se han establecido una serie de condicionantes que hacen que puedan representarse de esta manera. Entre los condicionantes están:

- No tener en cuenta los efectos de fenómenos discontinuos, tales como pérdidas de carga variables.
- Simplificar funciones continuas al primer término de su desarrollo en serie, despreciando los siguientes.
- Admitir que la respuesta del sistema a varias entradas es la suma de las respuestas a cada una de ellas, es decir, admitir el principio de superposición.

A la hora de diseñar un sistema de control *feedforward* es muy importante el estudio matemático del sistema físico. La mayoría de los errores posteriores se deben a la inexactitud del planteamiento y no a errores producidos por los cálculos. Por tanto, aplicar las leyes físicas es esencial para el buen funcionamiento posterior. La aplicación de estas leyes conduce a ecuaciones matemáticas que se distinguen como:

- *Sistemas lineales*, regidos por ecuaciones diferenciales con coeficientes constantes o variables en función del tiempo.
- *Sistemas no lineales*, regidos por ecuaciones diferenciales no lineales, con derivadas parciales, etc.

Un sistema lineal de m entradas, E_1, E_2, E_m y n salidas, S_1, S_2, S_n, posee las dos propiedades siguientes, al conjunto de las cuales se conoce como *principio de superposición:*

- **Homogeneidad**. Si las entradas se multiplican por un mismo factor, las salidas quedan multiplicadas por el mismo factor. Existe proporcionalidad causa-efecto.

- **Aditividad**. Las salidas resultantes de las entradas $E_1 + \Delta E_1$, $E_2 + \Delta E_2$, etc., son la suma de las salidas que resultan separadamente de las entradas E1, E2 e ΔE_1, ΔE_2, es decir, las causas suman sus efectos.

15.2. No linealidades

De acuerdo al principio de superposición lineal, la respuesta característica de un sistema lineal es una recta. Sin entrar a analizar las diferentes no linealidades accidentales que presentan los componentes del lazo de control, se pueden resumir de la forma siguiente:

- **Histéresis**. Suele ocurrir en válvulas automáticas debido a rozamientos del vástago. Esto hace que su posición sea diferente al aumentar o disminuir la señal de salida del controlador, creando una banda muerta. Esta no linealidad ha sido tratada en el capítulo correspondiente a válvulas automáticas.
- **Umbral**. Corresponde a la fuerza mínima que ha de vencer un sistema para empezar a actuar. Asociado a la propia inercia del sistema.
- **Curva característica.** Corresponde a la respuesta de una variable controlada frente a una variación en la variable manipulada.
- **Saturación.** Valor límite de una variable. Por ejemplo cuando a partir de un cierto valor de salida de un controlador la válvula no tiene efecto sobre la variable.

En la Figura 15.1 aparecen las tres no linealidades descritas en último lugar aplicando un campo de actuación de 0 a 80 % de una variable manipulada tomada como ejemplo para producir una respuesta de la variable controlada comprendida entre 0,0 y 1,0. Entre 0 y 20 % de la variable manipulada se tiene una zona de umbral, entre 20 y 60 % se encuentra la curva característica y por encima del 60% está la zona de saturación. Suponiendo que la operación normal tratara de conseguir una respuesta de 0,50,

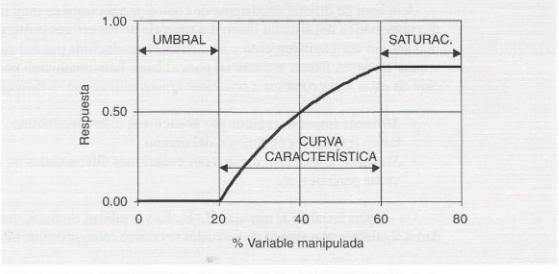


Figura 15.1

se podría limitar el campo de actuación de la variable manipulada a valores comprendidos entre 35 y 45 %. Con los mismos datos de la curva anterior se obtiene la que aparece en la Figura 15.2, la cual puede considerarse lineal a efectos de control.

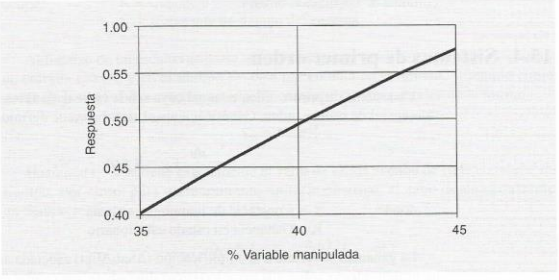


Figura 15.2

15.3. Régimen transitorio

Cuando un sistema tiene una entrada constante durante mucho tiempo, su salida también permanecerá constante. Esta situación es la que se conoce como estado estacionario.

Cuando un sistema se encuentra en estado estacionario y se le impone otra entrada a un nuevo valor permanente, el sistema emplea cierto tiempo en alcanzar el nuevo estado estacionario. En esta situación el sistema se encuentra en régimen transitorio.

Aunque existen diferentes tipos de entradas de perturbación a un sistema en estado estacionario, tales como escalón de velocidad (rampa), escalón unitario y entrada senoidal, en los apartados siguientes sólo se va a utilizar la correspondiente a escalón unitario.

En los procesos continuos las variables de control se encuentran casi siempre en régimen transitorio, por lo que su comportamiento dinámico es muy importante para el buen funcionamiento del sistema de control. Por esta razón, en los apartados siguientes lo que se muestra es el tratamiento de señales de forma individual. Por ejemplo, el caudal de alimentación a una columna de destilación necesita un algoritmo de compensación para adaptar su dinámica a la del propio proceso de destilación, si se pretende llevar a cabo un sistema de control *feedforward*.

Es muy raro el proceso donde la variable de perturbación, suponiendo que solamente exista una, y la variable manipulada estén situadas en el mismo punto. Normalmente cada una de estas variables entra al proceso por lugares diferentes. Esto ocasiona desequilibrio o «imbalance» dinámico porque la respuesta de la variable controlada ante cambios en la manipulada, es diferente a la respuesta que se obtiene ante cambios en la de perturbación. La técnica utilizada para corregir estos desequilibrios,

y acompasar en el tiempo las actuaciones de las variables de entrada, se denomina compensación dinámica. Esta técnica utiliza funciones de tiempo tales como: tiempo muerto, adelanto (*lead*) y retardo (*lag*). Un ejemplo clásico de compensación dinámica aparece en el apartado correspondiente al control de composición en fondo de una columna de destilación binaria.

15.4. Sistemas de primer orden

Un sistema de primer orden es aquel cuya salida viene dada al resolver una ecuación diferencial de primer orden. Genéricamente el sistema viene definido por la ecuación:

$$\tau \frac{dy}{dt} + y = K f(t)$$

donde: τ = Constante de tiempo del sistema
K = Ganancia en estado estacionario

La ganancia se refiere a la amplificación (ΔSal/ΔEnt) asociada al proceso y no tiene ningún efecto sobre sus características dinámicas, las cuales están relacionadas directamente con la constante de tiempo.

15.4.1. Constante de tiempo

La Figura 15.3 muestra la curva de respuesta de una función de primer orden con ganancia 2, cuando se provoca a la entrada un cambio en escalón de 10 unidades en el tiempo t = 0. Este cambio hará que la salida pase de 100 a 120 unidades al cabo del tiempo correspondiente al estacionario, es decir, se modifica en 20 unidades.

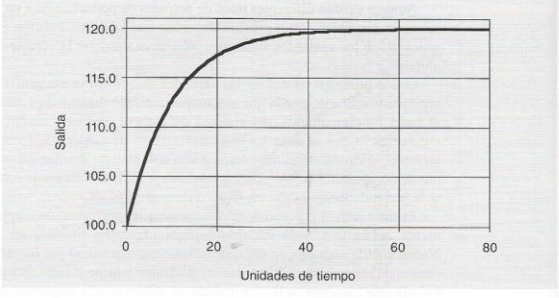


Figura 15.3

La salida es función del tiempo, de forma que:

$$S_{(t)} = S_{(0)} + \Delta E * K * (1 - e^{-t/\tau})$$

donde: K = Ganancia en estado estacionario = $\Delta S/\Delta E$
τ = Constante de tiempo del sistema

Al tratarse de un escalón unitario, se puede suponer que en el tiempo t – 1 el valor de entrada es cero y en el tiempo t = 0 se incrementa en la unidad. Tomando como ganancia la unidad, la ecuación anterior se convierte en otra genérica de la forma:

$$S_{(t)} = 1 - e^{-t/\tau}$$

Haciendo $t = \tau$ se tiene exactamente el valor de salida al cabo de cada constante de tiempo. Por tanto, para un incremento unitario positivo, al cabo de una constante de tiempo se tiene:

$$S_{(\tau)} = 1 - e^{-1} = 0{,}6321$$

mientras que si el incremento es negativo, al cabo de una constante de tiempo se tiene:

$$S_{(\tau)} = e^{-1} = 0{,}3678$$

Graduando el eje de abscisas en tiempo relativo t/τ, es decir, tomando como unidad la constante de tiempo, las respuestas obtenidas se aplican a todos los sistemas de primer orden, quedando representadas en la Figura 15.4 las respuestas ante impulsos positivos y negativos.

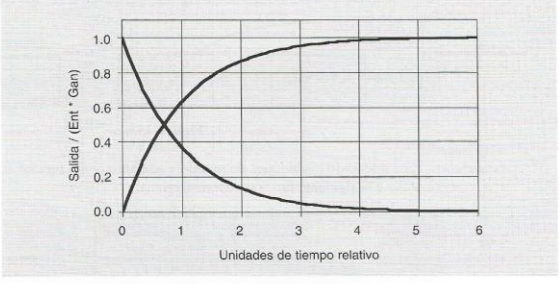


Figura 15.4

Siendo exponencial el régimen transitorio, teóricamente se alcanza el estado estacionario al cabo de un tiempo infinito. Sin embargo, en la práctica se suelen utilizar criterios para considerar que se ha alcanzado el estado estacionario. Uno de los criterios es el considerado *tiempo de respuesta al 5 %*, al cabo del cual el sistema ha alcanzado su régimen definitivo con una aproximación del 5 %.

Como 5 % es prácticamente igual a e^{-3}, se tiene que el tiempo de respuesta corresponde a 3τ, es decir, que el tiempo de respuesta es igual a 3 veces la constante de tiempo. La tabla siguiente muestra los diferentes valores de salida en función del número de constantes de tiempo utilizadas.

τ	1	2	3	4	5	6
% Salida	63,2	86,5	95,0	98,2	99,3	99,7

15.4.2. Función de tiempo *Lead Lag*

Para llevar a cabo la compensación dinámica de una variable en particular, dentro de un sistema de control en adelanto (*feedforward*), es necesario introducir una función de tiempo cuyo comportamiento de adelanto o retardo de la señal se obtiene a partir del diagrama de bloques de la Figura 15.5.

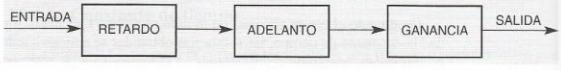


Figura 15.5

Denominando X, Y, Z a las diferentes entradas de los bloques de cálculo, W a la salida final, K a la ganancia del sistema, y τ_R y τ_A a los tiempos de retardo y adelanto respectivamente, los bloques de la Figura 15.5 pasan a ser los que aparecen en la Figura 15.6.

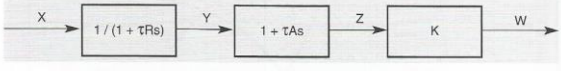
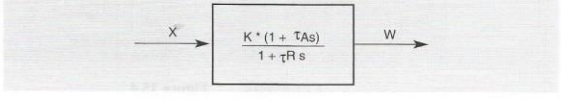


Figura 15.6

Considerando los bloques de retardo y adelanto como funciones de primer orden, se obtiene la siguiente función de transferencia.



A partir de esta función se pueden deducir las soluciones individuales de las funciones de transferencia elementales, llegando a la ecuación general del sistema de adelanto retardo (*Lead Lag*), o sistema de compensación dinámica.

$$z = 1 + \frac{\tau_A - \tau_R}{\tau_R} * e^{-t/\tau_R}$$

Haciendo $\tau_A > \tau_R$ se tiene un sistema de adelanto (*lead*), mientras que haciendo $\tau_R > \tau_A$ se tiene un sistema de retardo (*lag*).

A la hora de aplicar un sistema de compensación dinámica se pueden utilizar algoritmos preprogramados en los equipos de control, o bien programar la función para que se ejecute de forma periódica con la secuencia que se muestra a continuación. De acuerdo al diagrama de bloques de la Figura 15.6, la salida del sistema de compensación será:

$$Y_t = Y_{t-1} + \frac{Ts}{\tau R} + Ts * (X - Y_{t-1})$$

$$Z_t = Y_t + \frac{\tau A}{Ts} * (Y_t - Y_{t-1})$$

$$W_t = K * Z_t$$

donde:
- Ts = Período de ejecución (minutos)
- τ_R = Tiempo de retardo (minutos)
- τ_A = Tiempo de adelanto (minutos)
- K = Ganancia en estado estacionario

A continuación se muestran un par de ejemplos en los que se produce un salto en escalón unitario, con ganancia en estado estacionario igual a 1. La Figura 15.7 mues-

Figura 15.7

tra una función de retardo de primer orden cuyas constantes son: $\tau_R = 10$ y $\tau_A = 0$. Al no tener tiempo de adelanto, el comportamiento de esta función es equivalente a un *lag* puro.

La Figura 15.8 muestra una función con tiempo *lead* dominante, cuyas constantes son: $\tau_R = 10$ y $\tau_A = 20$. En este punto hay que mencionar que, para obtener una función *lead*, es necesario introducir un tiempo *lag* para retornar al estado estacionario. En otras palabras, mientras la función *lag* no necesita tiempo de adelanto, la función *lead* necesita tiempo de retardo. Ejemplos de utilización de esta función se encuentran en los capítulos correspondientes a intercambio de calor y control antibombeo en compresores centrífugos.

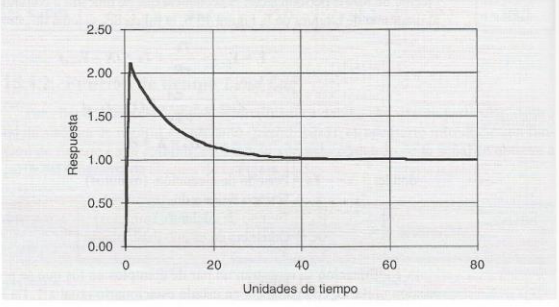


Figura 15.8

15.4.3. Tiempo muerto

En el apartado anterior se ha supuesto que, cuando se produce un cambio en la entrada, éste se traslada a la salida inmediatamente. En realidad, cuando se produce un cambio en la entrada existe un intervalo de tiempo durante el cual no se observa ningún efecto en la salida. Este intervalo de tiempo se conoce como tiempo muerto o retardo puro.

La Figura 15.9 muestra el mismo ejemplo de la Figura 15.7, pero incluyendo un retardo puro de 20 unidades de tiempo. La salida sigue exactamente la misma trayectoria que la entrada, pero retrasada en el tiempo. Funcionalmente $Sal_{(t)} = Ent_{(t-\tau_D)}$, es decir, la salida será igual a la entrada al cabo del tiempo que corresponde al tiempo muerto.

El tiempo muerto puro no suele existir en los procesos industriales continuos. Normalmente suele ir asociado a funciones de primer o segundo orden. La Figura 15.10 muestra un sistema de primer orden con tiempo muerto τ_D entre la entrada X y la salida Z.

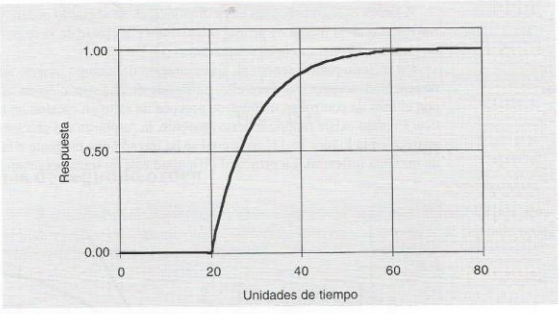


Figura 15.9

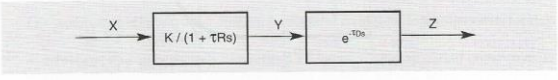
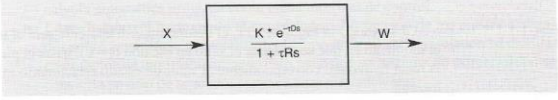


Figura 15.10

cuya función de transferencia será:



En la práctica, el tiempo muerto se produce normalmente debido al flujo de materia. Dado que el caudal suele ser variable, el valor del tiempo muerto también es variable. Como consecuencia, si el sistema de control se calcula con un cierto valor de tiempo muerto, cuando éste cambie no será totalmente efectiva la compensación. Por esta razón el diseño debe realizarse en condiciones lo más cercanas posibles al régimen normal de operación.

Desde un punto de vista físico, el tiempo muerto en el interior de una tubería o equipo es:

$$\frac{Volumen}{Caudal} = \frac{Sección * Longitud}{Sección * Velocidad} = \frac{metros}{metros/min} = Unidades\ de\ tiempo$$

A veces existen procesos cuya dinámica es de segundo orden, pero necesitan ser tratados como si fueran de primer orden. Para ello, parte de la respuesta inicial se puede tomar como tiempo muerto aparente.

Un método para obtener una aproximación del tiempo muerto aparente es la curva de reacción del proceso. Para ello, partiendo de una situación en estado estacionario, con el lazo de control en manual, se provoca un salto en escalón en la válvula automática. Cuando existe tiempo muerto aparente, la respuesta del proceso será como la que aparece en la Figura 15.11, en la cual se ha trazado una tangente a la curva en el punto de máxima inflexión. La principal dificultad está en trazar exactamente esta tangente.

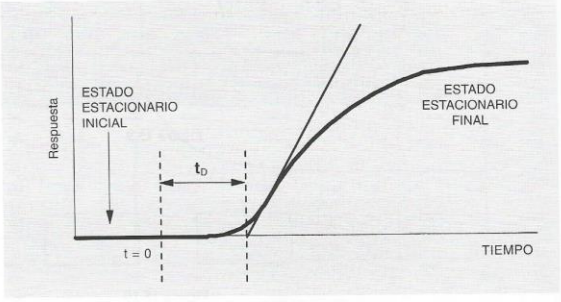


Figura 15.11

Observando la Figura 15.11, el tiempo muerto aparente será el transcurrido desde el momento en que se produce el salto en escalón (t = 0), hasta el punto de cruce entre la recta horizontal correspondiente al valor de estado estacionario inicial y la tangente trazada.

Una vez conocido el valor de τ_D, para ser utilizado en un sistema de control con frecuencia de ejecución periódica, se puede recurrir a programar una pila (vector) de almacenamiento en memoria con un número de celdas igual al número de unidades de tiempo muerto.

En la Figura 15.12 aparece un ejemplo de pila para almacenamiento de temperaturas, cuyo comportamiento es el siguiente:

```
Tsal = TN
T(t) = T(t-1)          t = N, N-1, N-2, .....3, 2
T1   = Tent
```

La temperatura de entrada pasa a la celda T1, mientras que la temperatura TN es la variable de proceso a utilizar con un retardo de N unidades de tiempo.

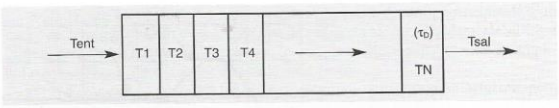


Figura 15.12

15.5. Sistemas de segundo orden

Un sistema de segundo orden es aquel cuya salida viene dada al resolver una ecuación diferencial de segundo orden. Genéricamente un sistema lineal de segundo orden viene definido por la ecuación:

$$\tau^2 \frac{d^2 y}{d t^2} + 2\delta\tau \frac{d y}{d t} + y = K f(t)$$

donde: τ = Período de oscilación natural del sistema
δ = Factor de amortiguamiento
K = Ganancia en estado estacionario

Los sistemas de segundo orden pueden presentarse en alguna de las siguientes formas:

- **Procesos con más de una capacidad en serie**. Cada capacidad constituye un sistema de primer orden, como se ha visto en otro capítulo, mientras que conectándolas en serie constituyen sistemas de orden superior.
- **Sistemas específicos de segundo orden**. Suelen estar asociados a equipos o instrumentos componentes del lazo de control. Estos instrumentos presentan características de inercia al ser sometidos a un movimiento. Un caso típico es la válvula automática utilizada como elemento final de control.
- **Lazo de control incluyendo el controlador**. En función de los ajustes realizados sobre la ganancia proporcional y tiempo integral del controlador, se modifica el factor de amortiguamiento. Esto hace que un sistema de primer orden se convierta en otro de segundo, como se verá más adelante.

15.5.1. Factor de amortiguamiento

Resolviendo la ecuación mostrada anteriormente se presentan tres casos, descritos por Stephanopoulos en su libro *Chemical process control* como A, B y C.

La Figura 15.13 muestra la respuesta de estos tres casos, partiendo de los siguientes datos comunes:

- Valor inicial de salida = 100
- Incremento = 10
- Ganancia en estado estacionario = 1

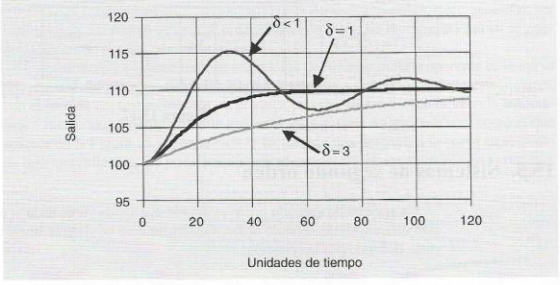


Figura 15.13

- *CASO A.* Respuesta sobreamortiguada. $\delta > 1$.

La solución frente a un salto en escalón unitario es:

$$y(t) = K\left[1 - e^{-\delta t/\tau}\left(cosh\left(\sqrt{\delta^2 - 1}\, t/\tau\right) + \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 - 1}}\ senh\left(\sqrt{\delta^2 - 1}\, t/\tau\right)\right)\right]$$

En la Figura 15.13, la curva representada en la parte inferior corresponde a un factor de amortiguamiento de 3. Esta curva recuerda un poco a la de primer orden, aunque con una respuesta más «perezosa».

- *CASO B.* Respuesta críticamente amortiguada. $\delta = 1$.

La solución frente a un salto en escalón unitario es:

$$y(t) = K\left[1 - \left(1 + \frac{t}{\tau}\right) e^{-t/\tau}\right]$$

En la Figura 15.13, la curva representada en la parte central corresponde a un factor de amortiguamiento de 1. Este factor proporciona la respuesta más rápida posible sin llegar a la oscilación del sistema.

- *CASO C.* Respuesta subamortiguada. $\delta < 1$.

La solución frente a un salto en escalón unitario es:

$$y(t) = K\left[1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \delta^2}}\, e^{-\delta t/\tau}\, seno\ (\omega t + \phi)\right]$$

donde:

$$\omega = \frac{\sqrt{1 - \delta^2}}{\tau} \qquad \phi = arctg\ \frac{\sqrt{1 - \delta^2}}{\delta}$$

En la Figura 15.13, la curva representada en la parte superior corresponde a un factor de amortiguamiento de 0,2. Este tipo de respuesta alcanza rápidamente su valor último, pero no permanece en él sino que inicia una oscilación decreciente en amplitud hasta alcanzar el nuevo valor de estado estacionario.

En la Figura 15.14 aparecen los mismos ejemplos descritos anteriormente, pero utilizando unidades de tiempo relativo, es decir t/τ en el eje de abscisas y unidades de respuesta relativa $y(t)/(K\Delta ent)$ en el eje de ordenadas, o lo que es igual, salto en escalón unitario.

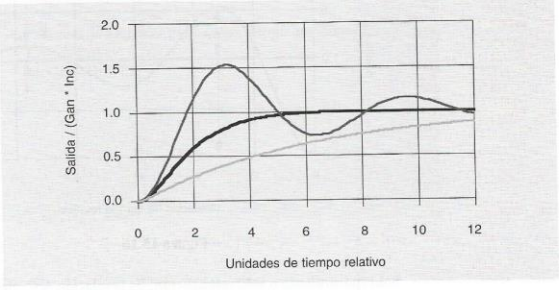


Figura 15.14

Por último, la Figura 15.15 muestra un sistema igual al caso subamortiguado pero utilizando un factor de amortiguamiento de cero. Como puede verse, se produce una oscilación continua en la salida.

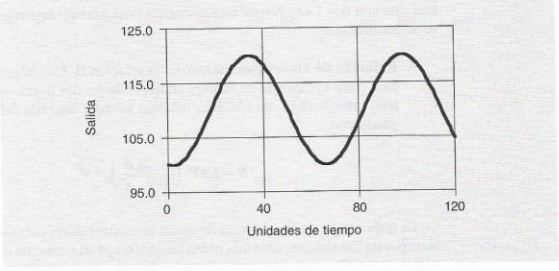


Figura 15.15

15.5.2. Respuesta de los controladores

Los controladores producen interacción con el propio proceso al que han de controlar, ocasionando respuestas de tipo subamortiguado. Las características principales aparecen en la Figura 15.16 después de un cambio en la entrada.

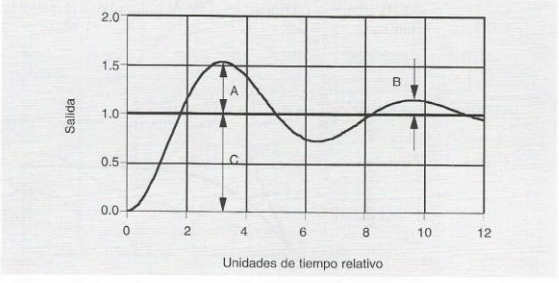


Figura 15.16

- **Sobrepasamiento o sobreelongación.** Es la relación A/C, siendo C el valor de estado estacionario y A la máxima cantidad que la respuesta sobrepasa al valor de estado estacionario. El sobrepasamiento depende del factor de amortiguamiento.

$$S = EXP\left(\frac{-\pi\,\delta}{\sqrt{1-\delta^2}}\right)$$

Disminuyendo el factor de amortiguamiento aumenta el sobrepasamiento, mientras que con $\delta = 1$ se obtiene una respuesta críticamente amortiguada, es decir sin sobrepasamiento.

- **Relación de amortiguamiento.** Es la relación B/A, o lo que es igual, la relación entre la cantidad de sobrepasamiento de los dos primeros picos que siguen a un cambio en la entrada. Esta relación también depende del factor de amortiguamiento.

$$R = EXP\left(\frac{-2\pi\,\delta}{\sqrt{1-\delta^2}}\right) = S^2$$

La mayor parte de los sistemas de ajuste de controladores pretenden conseguir que la respuesta del sistema, ante una perturbación, tenga una relación de amortiguamiento B/A = 1/4. El ajuste de controladores pertenece a otro capítulo, por lo que aquí no se hace más extensiva la utilidad de aplicar esta relación de amortiguamiento.

Bibliografía

Chemical process control. An introduction to theory and practice
George Stephanopoulos
Prentice Hall International, Inc

Servosistemas. Teoría y cálculo
J. C. Gille, P. Decaulne y M. Pelegrín
Editorial Paraninfo

Process control systems. Application, design and tuning
F. G. Shinskey
McGraw Hill, Inc

16

Control multivariable

16.1. Técnicas de control multivariable

La mayor parte de los sistemas de control en las unidades de proceso, están compuestos por una entrada y una salida (SISO, *Single Input Single Output*), con lo cual pueden ser controlados perfectamente por medio de algoritmos PID estándar. Sin embargo, un pequeño número de sistemas son multivariables, es decir, disponen de múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO, *Multiple Input Multiple Output*). Es necesario mencionar que la repercusión económica de los sistemas o procesos multivariables suele ser muy grande, por lo que es muy importante controlar de forma correcta este tipo de procesos. Ejemplo de sistemas multivariables son los relacionados con el control de:

- Columnas de destilación.
- Unidades de *cracking* catalítico.
- Unidades de coquización retardada.
- Unidades de destilación de crudo.
- Etc.

El control automático de procesos multivariables, por medio de controladores PID, presenta grandes dificultades debidas a la presencia de tiempos muertos, interacción y restricciones, por lo que es necesario recurrir a otro procedimiento que tenga en cuenta estas circunstancias.

Dos de las técnicas más utilizadas para el desarrollo de sistemas de control en procesos multivariables son:

- Matriz de Ganancias Relativas (RGA) en estado estacionario. Tiene por objeto obtener el mejor emparejamiento de variables para desacoplar la interacción entre lazos.
- Control Predictivo Basado en Modelos (CPBM). Utiliza un modelo explícito para predecir cuál será el comportamiento del proceso a la largo del tiempo.

Antes de pasar a ver, de forma simplificada, cada una de estas técnicas, es preciso hacer mención del concepto de interacción entre variables de proceso. Cada una de las técnicas trata de llevar a cabo el desacoplamiento entre variables cuando se sabe que tienen interacción o acoplamiento entre ellas.

16.2. Interacción

Una gran cantidad de lazos de control instalados en procesos unitarios presentan interacción entre ellos. El caso más típico es el de una columna de destilación donde prácticamente no existe ningún lazo de control que se comporte de forma independiente del resto.

El sistema más simple y conocido con interacción es el que aparece en la Figura 16.1, donde se precisa controlar de forma automática caudal y composición de una mezcla manipulando dos válvulas automáticas situadas en las dos corrientes que aportan producto a la mezcla.

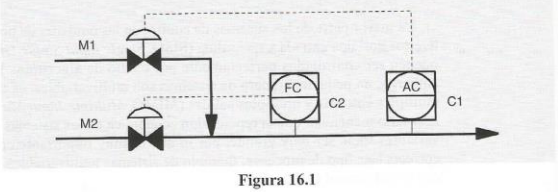


Figura 16.1

Fácilmente se ve que cada una de las válvulas afecta a ambas variables controladas. Ejemplo: al aumentar el punto de consigna de caudal (C2) y cambiar el valor de M2, también se modifica la composición (C1), porque el aporte del componente que controla esta composición (M1), aumenta o disminuye con respecto al caudal principal (M2). Igual ocurre cuando se modifica el punto de consigna de la composición (C1) respecto al caudal (C2). El diagrama de bloques de la Figura 16.2 muestra la interacción entre ambos lazos de control.

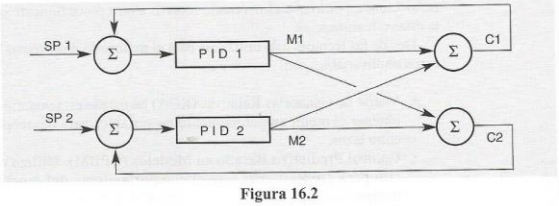


Figura 16.2

La interacción provoca efectos no deseables cuando ambos lazos de control actúan en modo automático. De forma intuitiva, la manera de llevar a cabo el desacoplo es desintonizar uno de los controladores para que su actuación sea lenta en comparación al otro lazo. De esta manera se minimiza la oscilación de las variables.

La Figura 16.3 muestra otro ejemplo típico que ocurre en el sistema de alimentación a la unidad de destilación de crudo de una refinería. Todas las corrientes se encuentran en fase líquida, por lo que no existen prácticamente tiempos muertos. Cuando aumenta el caudal de carga a la unidad por medio del controlador de caudal FC, disminuye el nivel en el desgasificador, por lo que el controlador C2 abre la válvula M2. Esto hace que disminuya la presión C1 abriendo la válvula M1 para compensar el aumento de carga a la unidad. Dependiendo de la sintonía de ambos controladores se puede provocar una oscilación continua en el proceso.

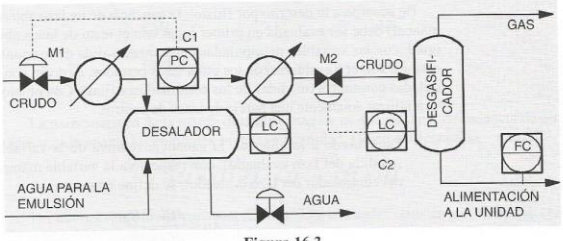


Figura 16.3

El sistema tiene un comportamiento similar cuando se configura el controlador C1 actuando sobre la válvula M2 y el controlador C2 actuando sobre la válvula M1. En cualquier caso es conveniente probar ambas configuraciones, sintonizando los controladores y eligiendo finalmente la que tenga mejor comportamiento. En este último caso, al aumentar la carga en FC disminuye el nivel en el desgasificador, abriendo la válvula M1. Esto hace que aumente la presión y, como consecuencia, el controlador C1 mandará abrir la válvula M2 restableciendo el equilibrio.

16.3. Ganancias relativas en estado estacionario

En un proceso multivariable, la ganancia en lazo abierto de una variable controlada (CV), en respuesta a un cambio en la variable manipulada (MV), puede cambiar cuando una segunda variable se somete a control. La primera variable controlada puede tener un valor cuando el segundo lazo está en manual y otro valor diferente cuando el segundo lazo está en automático. Este concepto fue introducido por Bristol en los años sesenta, desarrollándolo posteriormente Shinskey, sobre todo aplicado a columnas de destilación. En la Figura 16.4 se muestra de forma simple para un proceso con dos pares de variables que interaccionan entre sí como el de la Figura 16.3.

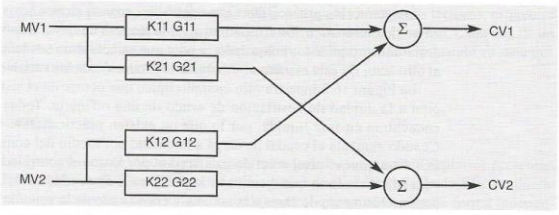


Figura 16.4

De acuerdo a lo descrito por Bristol, la ganancia de un lazo abierto (controlador en manual) debe ser evaluada en primer lugar con el resto de lazos abiertos, o lo que es igual, con las variables manipuladas constantes (salida de los controladores fija), y después volver a evaluarla con los otros lazos cerrados, es decir, con las variables controladas constantes (medidas de los controladores fijas). Con objeto de simplificar se va a utilizar solamente una pareja de lazos de control.

- De acuerdo a lo anterior, la ganancia relativa de la variable controlada *«i»* (medida del lazo evaluado), con respecto a la variable manipulada *«j»* (salida del controlador del lazo evaluado), se define como:

$$\lambda ij = \frac{dCi/dMj|_M}{dCi/dMj|_C}$$

- Si la ganancia en lazo abierto del lazo evaluado no cambia, tanto si el otro lazo está en manual como si está en automático, el lazo evaluado no afecta ni se ve afectado por la acción del otro lazo, por lo que no existe interacción entre ellos. En este caso, la *ganancia relativa λij es igual a la unidad.*
- En el otro extremo, si la variable controlada *«ci»*, no responde a la manipulada *«mj»* cuando el otro lazo está en manual (variable manipulada constante), la *ganancia relativa λij será cero.* Se podría interpretar diciendo que la variable manipulada se encuentra en un circuito de proceso diferente al de la variable controlada.
- Si existe alguna interacción entre ambos lazos de control, cambiando *«mj»* se verá afectada tanto *«ci»* como la variable controlada del otro lazo.

Aplicando los conceptos anteriores a la Figura 16.4, si se posicionan en modo manual tanto el lazo 1 (presión), como el lazo 2 (nivel), la ganancia en lazo abierto al conseguir el estado estacionario en el lazo 1 será:

$$\frac{\Delta CV1}{\Delta MV1}\Big|_{MV2}$$

Si se posiciona en modo automático el lazo 2, manteniendo en manual el lazo 1, la ganancia en lazo abierto al conseguir el estado estacionario en el lazo 1 será:

$$\left.\frac{\Delta CV1}{\Delta MV1}\right|_{CV2}$$

Dividiendo la primera ecuación entre la segunda se obtiene la *ganancia relativa* $\lambda 11$ de este emparejamiento de lazos.

$$\lambda 11 = \frac{\Delta CV1/\Delta MV1|_{MV2}}{\Delta CV1/\Delta MV1|_{CV2}}$$

En el sistema 2 x 2, la matriz de ganancias relativas se construye de la forma siguiente:

	MV1	MV2
CV1	λ11	λ12
CV2	λ21	λ22

La particularidad de la matriz dinámica anterior es que, la suma de cada una de las filas y cada una de las columnas es igual a la unidad. Como consecuencia,

$$\lambda 21 = \lambda 12 = 1 - \lambda 11 \Rightarrow \lambda 22 = \lambda 11$$

Por tanto, evaluando la ganancia relativa λ11 se pueden obtener los cuatro valores de la matriz de ganancias relativas del sistema.

16.3.1. Ejemplo de cálculo de ganancias relativas

Como ejemplo se puede utilizar el sistema de control que aparece en la Figura 16.3. En este sistema se fija como lazo de control 1 el correspondiente al PC, mientras que el lazo de control 2 es el LC. Para obtener la ganancia relativa λ11 se pueden seguir los pasos siguientes, en los que se parte de una salida a válvula del 52 %:

- Posicionar en modo manual los controladores LC y PC.
- Producir un salto en escalón del 2 % en la salida a válvula del PC. Variable MV1.
- Esperar hasta conseguir el estado estacionario en el PC. Variable CV1.

La presión en el desalador ha cambiado desde 8,0 kg/cm^2 hasta 7,50 kg/cm^2. Con estos valores, la ganancia con el lazo PC en manual, manteniendo también en manual el LC es:

$$\left.\frac{\Delta CV1}{\Delta MV1}\right|_{MV2} = \frac{8{,}00 - 7{,}50}{52 - 50} = 0{,}25$$

Para obtener la segunda ganancia se pueden realizar las siguientes operaciones:

- Posicionar en modo automático el controlador LC.
- Posicionar en modo manual el controlador PC.
- Producir un salto en escalón del 2 % en la salida a válvula del PC. Variable MV1.
- Esperar hasta conseguir el estado estacionario en el PC1. Variable CV1.

La presión en el desalador ha cambiado de 8,0 kg/cm^2 a 7,70 kg/cm^2. Con estos valores, la ganancia con el lazo PC en manual, manteniendo en automático el LC, es:

$$\left.\frac{\Delta CV1}{\Delta MV1}\right|_{CV2} = \frac{8{,}00 - 7{,}70}{52 - 50} = 0{,}15$$

Por tanto, la ganancia relativa $\lambda 11 = 0{,}15 / 0{,}25 = 0{,}60$ y la matriz de ganancias relativas es:

	PC.OP	LC.OP
PC.PV	0,60	0,40
LC.PV	0,40	0,60

Estos valores indican bastante interacción entre ambos lazos de control, puesto que la interpretación de los valores de la matriz es la siguiente:

- $\lambda 11 = \lambda 22 = 1{,}00$ Ninguna interacción
- $\lambda 11 = \lambda 22 = 0{,}50$ Máxima interacción
- $\lambda 11 = \lambda 22 = 0{,}00$ No debe utilizarse para control

Cuando $\lambda 11$ es igual a 1,00, el modificar la salida a válvula del controlador PC sólo tiene influencia sobre sí mismo, no afectando al LC. Por el contrario, cuando $\lambda 11$ es igual a 0,50, el modificar la salida a válvula de cualquiera de los controladores tiene el mismo efecto sobre ambos. A pesar de la gran interacción que existe entre ambos controladores, lo que sí se aprecia es que el emparejamiento de variables de la Figura 16.3 es correcto desde el punto de vista del análisis de ganancias relativas, puesto que la ganancia relativa del PC con su propia válvula se aproxima más a la unidad que la correspondiente al PC con la válvula del LC.

El criterio a seguir para el emparejamiento de variables es el de unir la variable controlada con la variable manipulada cuya ganancia relativa esté más próxima a la unidad. En el caso de la Figura 16.3 este emparejamiento corresponde a la variable presión con su propia válvula. Como consecuencia el nivel ha de controlarse asimismo con su propia válvula.

16.4. Control predictivo basado en modelos

En la mayor parte de las unidades de proceso, la región de operación aceptable está delimitada por varias restricciones o límites comprendidos dentro de alguna de las siguientes categorías o grupos:

- Límites de actuadores (válvula totalmente abierta o cerrada).
- Límites de equipo (máxima presión de trabajo o temperatura).
- Restricciones de operación (bombeo de un compresor, inundación en una columna de destilación).
- Restricciones en la calidad del producto (límite de impureza).

El punto más fácil de operar la unidad está en el centro de esta región de operación aceptable, lejos de las restricciones. Esto permite el máximo tiempo de respuesta ante una perturbación que pueda conducir la unidad a un punto de operación inaceptable. Sin embargo, desde un punto de vista económico no se está operando en el punto de operación óptimo, tal como muestra la Figura 16.5.

Figura 16.5

La operación del proceso con múltiples restricciones es difícil por muchas razones, entre las que se pueden citar las siguientes:

- Si alguna de las variables manipuladas está en un límite, no estará disponible para control.
- Si la unidad está operando en los límites de la región aceptable, si se produce una perturbación, como cambio de calidad de alimentación, una tormenta que modifique el poder de refrigeración de cambiadores, etc., debe realizarse una actuación rápida que compense inmediatamente esa perturbación.
- Muchas unidades de proceso son altamente interactivas. Un cambio en una variable manipulada afectará a varias variables controladas del conjunto.
- El punto de operación óptimo puede cambiar varias veces a lo largo del día si las condiciones ambientales, composición de la alimentación o calidad de los servicios auxiliares cambia.

Los controladores PID tradicionales no son adecuados para controlar un proceso con varias restricciones, porque el operador no puede atender razonablemente a todas

las variables que tiene que supervisar y reajustarlas cada minuto. El resultado es que el proceso tendrá su punto de operación a una cierta distancia de las restricciones, al objeto de darle tiempo al operador para reconocer y responder a las perturbaciones de entrada al proceso.

El control multivariable es un sistema que detecta el punto de operación óptimo económico en cada ejecución de control, y conduce la unidad a ese punto con una operación estable a pesar de las perturbaciones, operando como control supervisorio, es decir, que manipula los puntos de consigna de controladores básicos.

De forma general, y como su propio nombre indica, la parte fundamental del CPBM es el modelo obtenido del proceso. A partir del modelo este sistema se caracteriza porque:

- En el momento presente predice la salida del proceso para un cierto período de tiempo denominado horizonte de predicción.
- Define una trayectoria para el futuro más cercano de las salidas de proceso con objeto de llevarlas a su punto de consigna o valor límite.
- Calcula un vector de movimientos futuros para minimizar el error.
- Aplica el primer elemento del vector de movimientos calculados.
- Vuelve a repetir el ciclo de cálculo prediciendo de nuevo las salidas de proceso.

Dadas las características de este sistema de control se presentan una serie de ventajas, entre las cuales se pueden citar:

- Permite la solución a problemas de control con comportamientos dinámicos no usuales.
- Es muy atractivo para técnicos con conocimientos limitados en control de procesos.
- Puede manipular procesos con problemas de interacción multivariable.
- Realiza la compensación de tiempos muertos.
- Da una respuesta adecuada a procesos con respuesta inversa.
- Introduce una vía para llevar a cabo acción de control *feedforward* compensando las perturbaciones del proceso.

Los datos de planta se utilizan para construir un modelo dinámico lineal del proceso conteniendo todas las interacciones significativas entre variables. El modelo se utiliza para predecir el comportamiento de una variable controlada en lazo abierto en un período de tiempo futuro que sea suficiente para permitir que los efectos de los cambios efectuados en el pasado, tanto de las variables manipuladas como de las de perturbación, alcancen su tiempo de estabilización, asentamiento o estado estacionario del proceso. Esto permite al controlador predecir las violaciones futuras de las restricciones, de forma que se pueda tomar una acción de control anticipada para evitar esas violaciones. Esta predicción de futuro se compara, o reconcilia, con los valores actuales de las variables controladas en cada ciclo de control, con el fin de eliminar las incorrecciones del modelo.

Cuando el controlador planifica cómo va a ser compensada una variable de perturbación, calcula los movimientos actuales y futuros en las variables manipuladas. Cuando calcula este plan de movimientos tiene mucho cuidado para no violar los límites superior o inferior.

Por último se incorpora una programación lineal (LP) para resolver el problema de optimización en estado estacionario para el punto de operación más económico en cada ejecución del controlador. Este problema de optimización utiliza los valores predichos para el estado estacionario de las variables controladas y los valores actuales de las variables manipuladas, junto con la información de coste de la materia prima, productos y servicios auxiliares. Con estos valores se calcula el punto óptimo de operación en estado estacionario que satisface los límites tanto de las variables manipuladas como de las controladas.

El punto de operación en estado estacionario se impone en el cálculo de control, con lo cual se resuelve el problema de optimización de forma dinámica. Esta optimización dinámica minimiza los errores en las variables controladas con respecto al punto calculado en estado estacionario por la programación lineal, previniendo las violaciones de las variables manipuladas y controladas.

La Figura 16.6 muestra un ejemplo de proceso que consiste en una columna fraccionadora con cuatro variables manipuladas, una de perturbación y tres variables controladas, tal como se describe a continuación:

- **Variables manipuladas**
  - FC 2 *Set Point* del controlador de reflujo de cabeza.
  - FC 3 *Set Point* del controlador de extracción lateral.
  - TC 1 *Set Point* del controlador de temperatura de alimentación.
  - FC 4 *Set Point* del controlador de reflujo circulante.
- **Variable de perturbación *(Feedforward)***
  - FI 1 Caudal de alimentación.
- **Variables controladas**
  - AI 1 Impureza del producto de cabeza.
  - AI 2 Impureza de la extracción lateral.
  - AI 3 Impureza del producto de fondo.

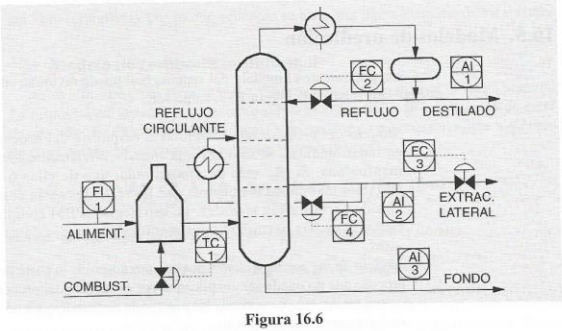


Figura 16.6

Este sistema es altamente interactivo. Cambiando cualquiera de las cuatro variables manipuladas, o bien la de perturbación, se ven afectadas las tres variables controladas.

En cualquier proceso que se quiere controlar, las *variables independientes* son entradas, mientras que las *variables dependientes* son salidas. Las entradas son aquellas variables que pueden ser modificadas, ocasionando un cambio en el proceso. Las salidas son aquellas variables que indican un cambio en el proceso, pero no pueden modificarlo. Ejemplo de entrada es la alimentación. Un cambio en esta variable ocasiona un cambio en el proceso. Las entradas pueden ser modificadas por el operador o bien son perturbaciones que cambian continuamente. Ejemplos de salidas de proceso son las medidas de impureza de los productos dadas por los analizadores. Ninguna de ellas puede ser modificada directamente por el operador, pero se ven afectadas por los cambios en las variables independientes.

Las *variables independientes* son clasificadas bien como *variables manipuladas (MVs)* o bien como *variables de perturbación (DVs)*, también conocidas como *variables feedforward (FFs)*. Las variables manipuladas pueden ser modificadas por el controlador, siendo normalmente los puntos de consigna de controladores básicos. Las variables *feedforward* son variables independientes que afectan significativamente al proceso, pero no pueden ser modificadas por el controlador, siendo normalmente las medidas de ciertos indicadores o incluso medidas de controladores básicos.

Las *variables dependientes* se conocen habitualmente como *variables controladas (CVs)*. En este grupo se pueden contemplar propiedades de productos, temperaturas, presiones, salidas a válvula u otras salidas del proceso. Aunque las CVs se pueden controlar en un punto de consigna fijo, normalmente se controlan entre un límite superior y otro inferior. Esto proporciona un mayor campo para optimizar el proceso, al tiempo que permite al controlador tener más variables controladas que manipuladas.

16.5. Modelos de predicción

Conceptualmente el modelo del sistema real puede dividirse en dos submodelos que pueden verse en la Figura 16.7, como son:

- *Modelo del proceso* que relaciona la respuesta del proceso con todas las entradas medidas. Si sólo hay una entrada, obviamente ésta es una variable manipulada. Si hay más de una entrada, una de ellas o más pueden ser variables manipuladas mientras que las restantes serán consideradas variables de perturbación *medidas*. La estrategia CPBM compensará automáticamente dichas perturbaciones medidas por medio de su acción *feedforward*.
- *Modelo de las perturbaciones* que intenta describir la parte de la respuesta del proceso que no puede ser «explicada» por el modelo del proceso. En las aplicaciones reales, esto comprende los efectos de perturbaciones no medidas, ruido y también errores de modelado.

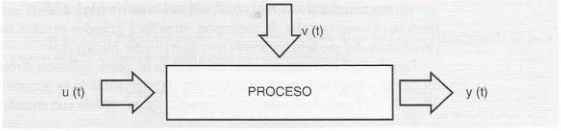


Figura 16.7

Asumiendo que el proceso es lineal e invariante en el tiempo, se puede representar mediante una función de transferencia de la siguiente forma:

$$y(t) = G(q)\, u(t) + v(t)$$

donde:
- y (t) = Respuesta del sistema (por ejemplo una temperatura o la medida de composición de un analizador en línea).
- u (t) = Entrada que se manipula o variable de perturbación medida.
- G (q) = Función de transferencia que representa la parte determinista de la dinámica del proceso.
- v (t) = Representa el efecto de todas las perturbaciones no medidas que actúan sobre el sistema, incluido el ruido.

16.5.1. Modelos de proceso

En realidad cualquier modelo a partir del cual se puedan calcular predicciones puede utilizarse para CPBM (continuo o discreto, función de transferencia, espacio de estados o convolución, lineal o no lineal, incluso modelos basados en reglas, modelos basados en redes neuronales). La tecnología CPBM está abierta a futuras extensiones y a otros campos de investigación. Actualmente los modelos más utilizados son los que se describen someramente en los apartados siguientes. Acerca de cada uno de ellos existen libros completos, por lo que aquí sólo se hace una ligera mención de los mismos.

• Modelo de respuesta impulsional

Es el utilizado en el algoritmo IDCOM explotado en su día por la firma Setpoint. La respuesta del sistema en el instante actual es el resultado de la secuencia de entradas pasadas. El estado actual del sistema sólo se debe a las variaciones que haya habido en el pasado en las entradas (variables independientes).

$$y(t) = \sum_{j=1}^{\infty} h_j\, u(t-j) \approx \sum_{j=1}^{n} h_j\, u(t-j) = H(q^{-1})\, u(t)$$

donde los h_j son los coeficientes de la respuesta impulsional y donde:

$$H(q-1) = h_1 q^{-1} + h_2 q^{-2} + \ldots\ldots h_n q^{-n}$$

La ventaja del modelo FIR (*Finite Impulse Response*) es que no necesita ninguna información *a priori* y puede describir cualquier dinámica por inusual que sea. Puesto

que no hay términos recursivos, la predicción es simple y menos sensible a errores del modelo. Como se sabe, la recursión introduce grandes errores incluso cuando los parámetros del modelo recursivo son ligeramente incorrectos.

La principal desventaja es que este modelo no puede aplicarse directamente a sistemas inestables y que contiene un gran número de parámetros (n es generalmente del orden de 30 a 50). La Figura 16.8 muestra la respuesta de un modelo con entrada en impulso.

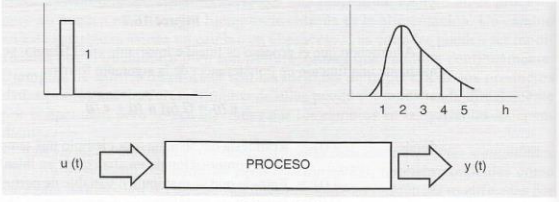


Figura 16.8

• Modelo de respuesta a salto en escalón

Es el modelo utilizado por el algoritmo DMC desarrollado en su día por la firma Dynamic Matrix Control Corporation. Es muy similar al de respuesta impulsional, sólo que utiliza como entrada saltos en escalón. Si tras un salto en escalón de la variable manipulada, el sistema alcanza un valor estacionario al cabo de n períodos de muestreo, se tiene que:

$$y(t) = y_0 + \sum_{j=1}^{n} g_j \Delta u(t+k-j/t) = y_0 + G(q^{-1})(1-q^{-1})\, u(t)$$

donde g_j son los coeficientes de la respuesta a salto y $\Delta u(t) = u(t) - u(t-1)$. Además y_0 representa el afecto acumulativo de los incrementos de control n periodos de muestreo antes suponiéndose que la salida está asentada en un valor constante.

El modelo de respuesta a salto tiene las mismas ventajas y desventajas que el modelo de respuesta impulsional. La Figura 16.9 muestra un modelo con entrada en escalón.

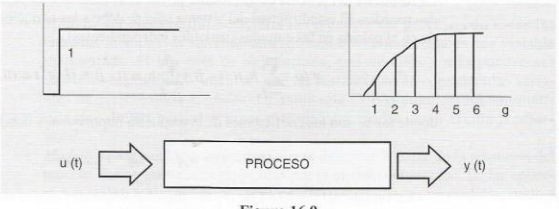


Figura 16.9

- **Modelo recursivo de función de transferencia**

Es el modelo empleado por el algoritmo RMPCT de la firma Honeywell. El proceso se describe mediante una ecuación en diferencias:

$$y(t) + a_1 y(t-1) + a_2(t-2) + \ldots + a_{na}\, y(t-na) = b_1 u(t-1) + b_2 u(t-2) + \ldots + b_{nb} u(t-nb)$$

o, de manera abreviada,

$$A(q^{-1})\, y(t) = B(q^{-1})\, u(t)$$

En este tipo de modelo, la respuesta actual del proceso no sólo depende de los cambios pasados en las entradas, sino también de las respuestas anteriores.

La ventaja de este modelo es que puede utilizarse para procesos que no sean estables. El número de parámetros que definen el modelo es mucho menor que en el caso de los modelos FIR o respuesta a salto en escalón. La desventaja es que hay que especificar el orden de *na* y *nb*. Además, como ya se ha señalado anteriormente, su naturaleza recursiva hace mucho más difícil la predicción y tiene una gran sensibilidad a los errores.

16.6. Funcionamiento de un controlador

En este apartado se describe, de forma simple, el funcionamiento de un controlador con modelos obtenidos a partir de salto en escalón en la entrada, como es el caso de DMC. El primer paso para implementar un controlador multivariable es realizar el *modelo dinámico* del proceso. Este modelo se obtiene provocando perturbaciones en la unidad y recogiendo los datos durante estas perturbaciones. El modelo de planta se analiza utilizando *software* de identificación y el resultado de este análisis constituye el modelo multivariable y dinámico del proceso, el cual contiene todas las interacciones significativas entre variables.

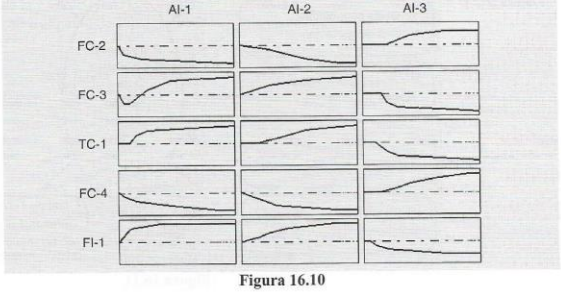


Figura 16.10

La Figura 16.10 muestra el modelo obtenido para la columna que aparece en la Figura 16.6. Cada caja representa la respuesta en el tiempo de una variable dependiente a un salto en escalón positivo en el tiempo cero de la correspondiente variable independiente, mientras el resto de variables independientes se mantienen constantes. Esto es lo que se conoce como respuesta en lazo abierto a un salto en escalón.

De forma simple, cada curva representa el *efecto de un cambio* en una variable independiente sobre una variable dependiente. Como se puede observar se dan casos de tiempo muerto, respuesta inversa, curvas asimilables a una de primer orden, pero también hay curvas que no son asimilables a las vistas en los modelos simplificados de primer o segundo orden. Una de las ventajas de estos modelos de predicción es su adaptación a las curvas reales de respuesta del proceso.

Una vez obtenido el modelo dinámico, este modelo se utiliza para realizar una *predicción de comportamiento futuro* de las variables controladas del proceso sumando los efectos de todas las variables manipuladas, es decir, aplicando los principios de linealidad y superposición. Esta predicción se realiza utilizando la historia de los cambios en las variables independientes. Se tienen en cuenta todos los cambios realizados en el pasado en las variables independientes hasta alcanzar el estado estacionario, puesto que todos estos cambios aún tienen efecto sobre el sistema. No se consideran los cambios ocurridos en el pasado hace más tiempo del que corresponde al estado estacionario, puesto que esos cambios ya han dejado de tener efecto sobre el sistema.

Como las curvas del modelo representan los efectos de los cambios en las variables independientes sobre las variables dependientes, estos cambios pueden ser aplicados al modelo para generar la predicción futura de cada variable dependiente. Estas predicciones se extienden desde el tiempo actual hasta el tiempo futuro de estado estacionario. Las predicciones de las variables dependientes se actualizan en cada ejecución del controlador, y son reconciliadas con los valores actuales de las variables dependientes para eliminar los errores del modelo.

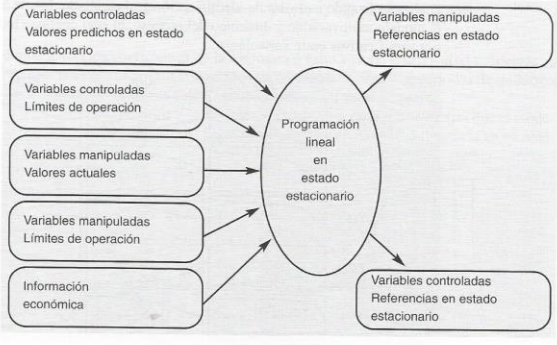


Figura 16.11

El paso siguiente en el algoritmo de control es *calcular las referencias óptimas en estado estacionario* para todas las variables, controladas y manipuladas, tal como muestra la Figura 16.11. Este cálculo se realiza por la programación lineal en estado estacionario.

La entrada a este cálculo está formada por los valores actuales de las variables manipuladas y sus límites de operación, los valores predichos para las variables controladas en estado estacionario y sus límites de operación, información económica sobre los valores de los productos y coste de las materias primas y servicios auxiliares.

Los límites de operación definen una región de operación aceptable, y los valores actuales de las MVs y los predichos de las CVs definen el punto de operación en estado estacionario, asumiendo que no se realizan movimientos en las MVs.

La programación lineal calcula un movimiento en estado estacionario para cada MV que, el conjunto de todos ellos, especifique un nuevo punto de operación en estado estacionario, el cual se encuentra dentro de la región de operación aceptable. Además, este punto es el óptimo desde un punto de vista económico. Hay que hacer notar que *el punto de operación óptimo en estado estacionario tendrá siempre varios límites.*

El paso final en el algoritmo de control consiste en *desarrollar un plan detallado de acción de control* para las MVs que minimice la diferencia entre el comportamiento futuro predicho por el controlador y el comportamiento deseado como referencia de las CVs. El comportamiento futuro deseado para cada CV es la referencia en estado estacionario que calcula la programación lineal. En otras palabras, la diferencia o error de cada CV es:

E = Set Point en estado estacionario – Predicción

Básicamente, la referencia en estado estacionario de una CV es su punto de consigna. Con el fin de llevar de forma dinámica las CVs a sus valores de referencia, se calculan una serie de movimientos futuros para cada MV. El valor de la MV, cuando se le suman todos los movimientos calculados, debe ser igual al valor de referencia dado por la programación lineal en estado estacionario. Si todas las MVs alcanzan su estado estacionario, también lo alcanzarán las CVs. Las Figuras 16.12 y 16.13 muestran el desarrollo de un plan detallado de acción de control para un sistema de una MV y una CV. El efecto deseado de la acción de control se define como la imagen especular de la predicción de la CV sobre la referencia en estado estacionario de la CV, es decir, sobre el punto de consigna de la variable controlada.

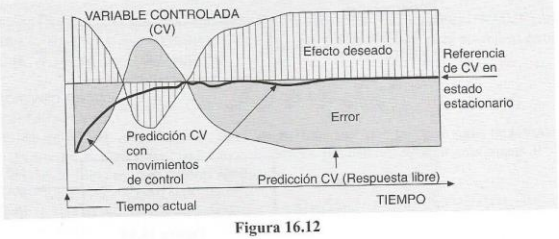


Figura 16.12

Figura 16.13

Si la acción de control fuese exactamente la que consigue el efecto deseado, se eliminaría completamente el error. La CV alcanzaría inmediatamente la referencia del estado estacionario y se mantendría en ella a lo largo del horizonte temporal.

16.6.1. Cálculo de movimientos en las variables manipuladas

A partir del modelo obtenido al realizar los *step test*, y si no se toma ninguna acción de control, se puede predecir hacia dónde evolucionarán las CVs en el futuro conociendo la historia pasada de las MVs. Esto es lo que se denomina *respuesta libre del sistema*. Por otro lado, y puesto que existe un modelo que relaciona las variaciones en las variables independientes (MVs y FFs), con los efectos en las variables dependientes (CVs), se puede conocer cuál será el resultado de una estrategia de control determinada. Realizando movimientos en las MVs en el momento actual, se puede saber el efecto futuro de dichos movimientos sobre las CVs. Esto es lo que se denomina *respuesta forzada del sistema*.

Como consecuencia de lo descrito anteriormente, se puede decir que la predicción en la evolución de las CVs está formada por la suma de dos componentes. Uno de ellos depende de los movimientos de las MVs y FFs en el pasado y el otro depende de los movimientos futuros de las MVs. Por tanto se dispone de tres elementos con los que trabajar: variables independientes, variables dependientes y modelo matemático que describe el efecto de las primeras sobre las segundas, tal como muestra la Figura

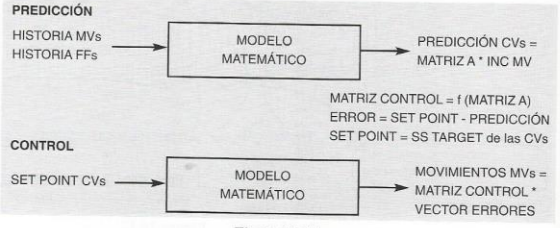


Figura 16.14

16.14. Los coeficientes determinados al obtener el modelo con los datos de los *step test* se almacenan en la matriz dinámica denominada «A».

Una vez conocida la respuesta libre del sistema, contenida en el modelo, se trata de sumar a la predicción en lazo abierto unos movimientos en las MVs que produzcan una respuesta del lazo cerrado en el que las CVs se aproximen tanto como sea posible a los puntos de consigna.

Si se pudieran calcular los movimientos futuros de forma que el efecto de éstos fuera una imagen especular de la predicción en lazo abierto, tomando como eje de simetría el *set point*, se habría minimizado el error entre CV real y punto de consigna. Por tanto, la minimización del error es un problema de ajuste de curvas, tal como aparece en la Figura 16.15.

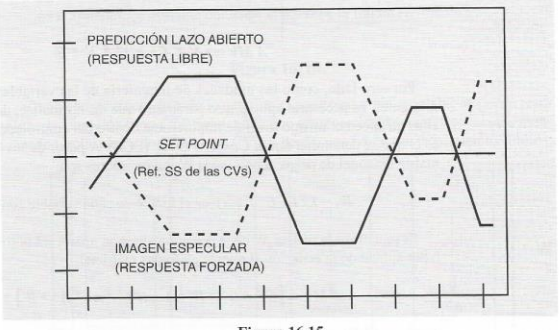


Figura 16.15

A partir de los incrementos de MV pasados y definiendo el error (E) en las CVs, como:

$$E = \textit{Set Point} - \textit{Predicción} = \textit{Ref. en estado estacionario} - A * \Delta MV$$

habrá que calcular los movimientos futuros de las variables manipuladas (Δ MV), para hacer que los futuros valores de A * Δ MV sean tan iguales como sea posible al error. En otras palabras, se desea que:

$$E = A * \Delta MV$$

Para conseguir este objetivo se utiliza la técnica de minimizar la suma de los cuadrados de los elementos residuales entre error y predicción, es decir, minimizar R^T * R, siendo R el vector de errores residuales.

$$R = A * \Delta MV - E$$

Conociendo la matriz dinámica **A** y realizando diversos pasos matemáticos, se llega a que, para un determinado error E, el incremento en la MV que lo minimiza a lo largo del horizonte de predicción es:

$$\Delta MV = (A^T * A)^{-1} * A^T * E$$

La solución dada con la ecuación anterior minimizará el error aplicando un plan de movimientos futuros en las MVs. Estos movimientos están calculados para conseguir la referencia en estado estacionario de las MVs. A veces no es conveniente aplicar este plan tan agresivo de eliminación de error, sino que es preferible su eliminación de forma suave. Para ello se aplica un parámetro ajustable denominado *Move Suppression Factor* (MSF), formado por una matriz diagonal denominada **K** aplicable a cada una de las MVs.

Al incluir el MSF en la ecuación anterior, se transforma en:

$$\Delta MV = (A^T * A + K^2)^{-1} * A^T * E$$

Por otro lado, como las unidades de ingeniería de las variables controladas son diferentes, es necesario aplicar otro parámetro que las normalice, de forma que todas ellas alcancen el mismo nivel de importancia dentro del controlador. Este parámetro es el que se denomina *Equal Concern Error* (ECE). A partir de los ECE se obtiene la matriz diagonal de pesos denominada W, cuyos valores son:

$$W_i = 1 / ECE \qquad (\mathbf{i} \text{ es el índice de cada variable controlada})$$

Si se incluye la matriz W en la ecuación anterior, aparecerá la solución del controlador aplicando la ecuación siguiente en forma matricial:

$$\Delta MV = \left[(A^T * W^T * W * A + K^2)^{-1} * A^T * W^T * W\right] * E$$

donde: Δ MV = Vector de movimientos a aplicar a las MVs.

Al ser W una matriz diagonal, $W^T * W$ se puede sustituir por W^2, por lo que la ecuación anterior puede transformarse en:

$$\Delta MV = \left[(A^T * W^2 * A + K^2)^{-1} * A^T * W^2\right] * E$$

En las dos ecuaciones anteriores, la parte situada dentro del corchete se conoce con el nombre de *Matriz de Control.*

En estas ecuaciones se puede ver que el incremento en la variable manipulada se obtiene a partir del error y la matriz de control, es decir, la matriz dinámica de coeficientes modificada por medio de cálculos en los que se incluyen los parámetros de ajuste mencionados (MSF y ECE). Por último, al imponer como valores de referencia en estado estacionario los obtenidos por la programación lineal, el cambio total en cada MV al alcanzar el estado estacionario debe ser igual al cambio total requerido por la programación lineal. Esto se consigue haciendo que la suma del vector de todos los movimientos futuros de MV sea igual al cambio total deseado en estado estacionario, tal como muestra la Figura 16.16. En otras palabras, la suma de incrementos $\Delta MV_1 + \Delta MV_2 + ... + \Delta MVn$ de la Figura 16.17 debe ser igual a $\Delta MV1$.

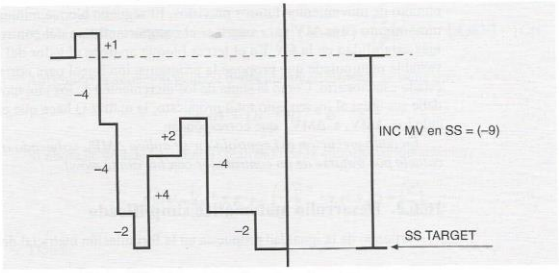


Figura 16. 16

Como consecuencia de todo lo anterior, el controlador multivariable se puede resumir en la siguiente forma matricial, en la que aparecen los diferentes conceptos mencionados, aplicados a dos MVs, dos CVs y desde «a» hasta «n» movimientos futuros:

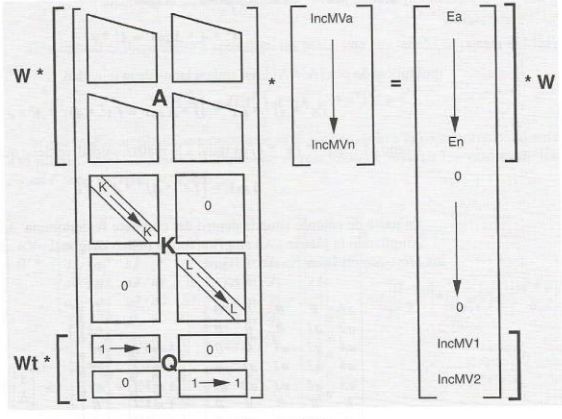


Figura 16.17

El bloque superior lleva a cabo la minimización del error en el menor tiempo posible, o lo que es igual, se comporta de forma agresiva para llevar el error a cero en el

número de movimientos futuros previstos. El segundo bloque minimiza el tamaño del movimiento en la MV para suavizar el comportamiento del controlador y producir más estabilidad en la CV. En el tercer bloque aparece el valor del incremento en la variable manipulada que propone la programación lineal para corregir el error en el estado estacionario. Como la suma de los incrementos de los «n» movimientos futuros debe ser igual al incremento total propuesto, la matriz Q hace que el controlador calcule los ΔMV_a a ΔMV_n que correspondan.

En cada ejecución del controlador se aplica ΔMV_a, volviendo a repetirse todo el cálculo por tratarse de un controlador con horizonte móvil.

16.6.2. Desarrollo matemático simplificado

Partiendo de la igualdad propuesta en la formulación matricial del controlador,

$$\begin{bmatrix} a1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a2 & a1 & 0 & 0 & 0 \\ a3 & a2 & a1 & 0 & 0 \\ a4 & a3 & a2 & a1 & 0 \\ a5 & a4 & a3 & a2 & a1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \Delta mV1 \\ \Delta mV2 \\ \Delta mV3 \\ \Delta mV4 \\ \Delta mV5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e1 \\ e2 \\ e3 \\ e4 \\ e5 \end{bmatrix} \quad \Rightarrow \quad [A] * [\Delta mV] = [e]$$

multiplicando por A^T en ambos lados de la igualdad,

$$A^T * A * \Delta mV = A^T * e$$

multiplicando por $[A^T * A]^{-1}$ en ambos lados de la igualdad,

$$(A^T * A)^{-1} * (A^T * A) * \Delta mV = (A^T * A)^{-1} * A^T * e$$

Como $(A^T * A)^{-1} * (A^T * A)$ es igual a la matriz unidad, se tiene que:

$$\Delta mV = \left[(A^T * A)^{-1} * A^T \right] * e$$

La parte de cálculo situada dentro del corchete se denomina *Matriz de Control.*

Ampliando la matriz «A» anterior con la matriz diagonal «K» correspondiente a los *Move Suppression Factor*, se tiene:

$$\begin{bmatrix} a1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a2 & a1 & 0 & 0 & 0 \\ a3 & a2 & a1 & 0 & 0 \\ a4 & a3 & a2 & a1 & 0 \\ a5 & a4 & a3 & a2 & a1 \\ K & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \Delta mV1 \\ \Delta mV2 \\ \Delta mV3 \\ \Delta mV4 \\ \Delta mV5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e1 \\ e2 \\ e3 \\ e4 \\ e5 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \Rightarrow \begin{bmatrix} A \\ K \end{bmatrix} * [\Delta mV] = \begin{bmatrix} e \\ 0 \end{bmatrix}$$

Para simplificar se puede hacer que: $\begin{bmatrix} A \\ K \end{bmatrix} * [\Delta mV] = \begin{bmatrix} e \\ 0 \end{bmatrix} = [B] * [\Delta mV] = [C]$

Aplicando la ecuación general deducida anteriormente se tiene que,

$$\Delta mV = (B^T * B)^{-1} * B^T * C$$

Si ahora se deshace el cambio realizado en la simplificación anterior,

$$\Delta mV = \left[(A^T * K^T) * \begin{pmatrix} A \\ K \end{pmatrix}\right]^{-1} * (A^T * K) * \begin{pmatrix} e \\ 0 \end{pmatrix}$$

Donde:

$$\left[(A^T * K^T) * \begin{pmatrix} A \\ K \end{pmatrix}\right]^{-1} = (A^T * A + K^T * K)^{-1} = (A^T * A + K^2)^{-1}$$

y

$$\left[(A^T * K) * \begin{pmatrix} e \\ 0 \end{pmatrix}\right] = A^T * e + K * 0 = A^T * e$$

Con lo cual el incremento a aplicar en las MVs, una vez tenido en cuenta el MSF, será:

$$\Delta mV = \left([A^T * A + K^2]^{-1} * A^T\right) * e$$

Si a la matriz ampliada anteriormente se le aplican, sólo a la parte correspondiente a la matriz «A», los pesos «W» que son el resultado de invertir los valores de los *Equal Concern Error*, se tiene:

$$\left[W * \begin{bmatrix} a1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a2 & a1 & 0 & 0 & 0 \\ a3 & a2 & a1 & 0 & 0 \\ a4 & a3 & a2 & a1 & 0 \\ a5 & a4 & a3 & a2 & a1 \end{bmatrix} \right] * \begin{bmatrix} \Delta mV1 \\ \Delta mV2 \\ \Delta mV3 \\ \Delta mV4 \\ \Delta mV5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e1 \\ e2 \\ e3 \\ e4 \\ e5 \end{bmatrix} * W \Rightarrow \begin{bmatrix} W * A \\ K \end{bmatrix} * [\Delta mV] = \begin{bmatrix} W * e \\ 0 \end{bmatrix}$$

Simplificando se puede hacer que:

$$\begin{bmatrix} W * A \\ K \end{bmatrix} * [\Delta mV] = \begin{bmatrix} W * e \\ 0 \end{bmatrix} = [B] * [\Delta mV] = [C]$$

Aplicando el mismo procedimiento descrito en la simplificación anterior, se llega a que el incremento a aplicar en las MVs, una vez tenido en cuenta los MSF y ECE será:

$$\Delta mV = \left(\left[A^T * W^2 * A + K^2\right]^{-1} * A^T * W^2\right) * e$$

Aplicando el resultado del cálculo anterior, la suma de incrementos de MV no da el mismo resultado que el valor impuesto por la programación lineal. Para hacer que coincidan es necesario incluir un factor de peso a cada una de las MVs. Ampliando las matrices tratadas anteriormente de la forma siguiente:

$$W1 = \begin{bmatrix} W & 0 \\ 0 & Wt \end{bmatrix} \qquad A1 = \begin{bmatrix} A \\ Q \end{bmatrix} \qquad e1 = \begin{bmatrix} e \\ \Delta mV \end{bmatrix}$$

y siguiendo el mismo procedimiento de cálculo realizado hasta ahora, se llega a que el incremento a aplicar en las MVs, utilizando las matrices sin ampliar y una vez tenido en cuenta los MSF, ECE y factor Wt será:

$$\Delta mV = \left[A^T * W^2 * A + Q^T * Wt^2 * Q + K^2\right]^{-1} * \left[A^T * W^2 * e + Q^T * Wt^2 * \Delta MV\,[LP]\right]$$

Bibliografía

Process control systems. Application, design and tuning
F. G. Shinskey
Mc Graw Hill, Inc

The MBPC methodology
Robin de Keyser
Automatic Control Lab, UG

Dynamic matrix control
Documentación técnica

Model predictive control
E. F. Camacho and C. Bordons
Springer – Verlag London, 1999

PARTE IV

CONTROL AVANZADO DE PROCESOS UNITARIOS

17

Control de bombas de proceso

17.1. Introducción

Los fluidos, para ser transportados de un lugar a otro del proceso, necesitan disponer de una cantidad de energía para vencer la diferencia de presión, altura o velocidad entre origen y destino. Cuando se trata de líquidos que no disponen de esta energía, es necesario comunicársela por medio de elementos mecánicos externos denominados bombas.

Atendiendo a su principio de funcionamiento, las bombas pueden ser clasificadas en dos grandes grupos, en los que a su vez existen diferentes tipos, tal como se muestra a continuación:

- Bombas dinámicas.
  - Centrífugas.
- Bombas de desplazamiento positivo.
  - Alternativas.
  - Rotativas.

En las bombas dinámicas se añade energía de forma continua para aumentar la velocidad del fluido en el interior de la bomba. La velocidad del fluido disminuye al alcanzar la línea de descarga y, como consecuencia, aumenta su presión.

En las de desplazamiento positivo, en cada rotación de la bomba se añade energía a un determinado volumen de fluido, aplicándose por tanto de forma discontinua. La presión aumenta hasta vencer la existente en la línea de descarga.

Puesto que sólo se trata de ver los diferentes sistemas de control, aunque existen muchos más tipos de bombas se van a contemplar exclusivamente las que pertenecen a los mencionados anteriormente, sin entrar en las aplicaciones de cada una de ellas ni, por tanto, en sus rangos de trabajo.

17.2. Conceptos teóricos

Antes de seguir adelante es conveniente recordar algunos de los conceptos básicos relacionados con el funcionamiento de las bombas, tales como:

- Presión de vapor.
- Teorema de Bernouilli.
- Altura de elevación.
- Cavitación.
- Altura Neta Positiva en Aspiración (NPSH).

17.2.1. Presión de vapor

Es la presión absoluta que adquiere el vapor cuando, a una temperatura determinada, se alcanza el equilibrio dinámico, en el cual las velocidades de condensación y evaporación son iguales. Cuando un vapor se somete a un aumento progresivo de la presión, permaneciendo la temperatura por debajo de la crítica correspondiente a ese vapor, éste se convierte en líquido. La Figura 17.1 muestra que, partiendo del punto *«a»*, al aumentar la presión disminuye el volumen siguiendo la ley de los gases perfectos. Al llegar al punto *«b»* aparecen las primeras gotas de condensado y continúa disminuyendo el volumen hasta el punto *«c»* donde todo el vapor ha pasado a líquido manteniendo constante presión y temperatura, o lo que es igual, se produce el cambio de fase. Como los líquidos son casi incompresibles, es necesario un aumento muy grande de presión para reducir el volumen a partir del punto *«c»*, elevándose la curva casi verticalmente entre *«c»* y *«d»*.

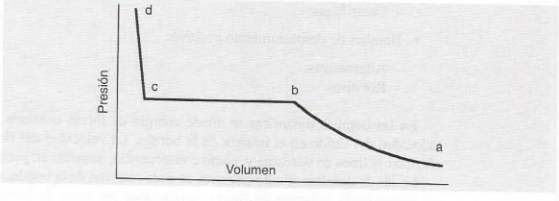


Figura 17.1

Esto significa que, a una temperatura determinada, sólo existe una presión para la cual un producto puede encontrarse en estado líquido, en estado vapor o en ambos simultáneamente, conociéndose como *presión de vapor a la temperatura considerada*. Llevando los valores de presión y temperatura a una gráfica como la que aparece en la Figura 17.2 se obtiene la curva de presiones de vapor de un producto.

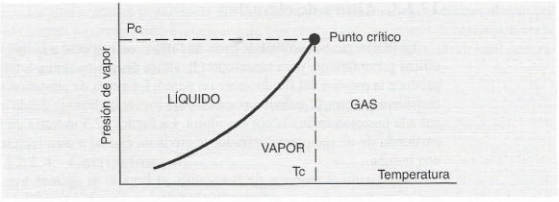


Figura 17.2

Aumentando la presión aumenta la temperatura hasta llegar al punto crítico por encima del cual no se observa ningún cambio de fase, siendo, por tanto, el punto final de la curva de presión de vapor. A partir de este punto se dice que el producto se encuentra en fase gas.

17.2.2. Teorema de Bernouilli

La ecuación fundamental de la Hidrodinámica es la correspondiente al teorema de Bernouilli, el cual relaciona presión, velocidad y altura de los diferentes puntos situados a lo largo de una línea de proceso. El teorema expresa que:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2g} + Z = Constante$$

donde:
- P = Presión absoluta
- V = Velocidad
- Z = Altura debida a la elevación del punto
- ρ = Peso específico del líquido
- g = Aceleración de la gravedad

El primer término se denomina altura debida a la presión estática, y aplicando su ecuación de dimensiones se tiene:

$$\frac{kg/m^2}{kg/m^3} = Metros$$

El segundo término se denomina altura debida a la velocidad o altura dinámica. Dimensionalmente es:

$$\frac{m^2/seg^2}{m/seg^2} = Metros$$

El último término corresponde a la elevación y se expresa directamente en *metros*.

Como consecuencia, cada término del teorema de Bernouilli tiene la dimensión de una longitud y se denomina *altura*.

17.2.3. Altura de elevación

Es la energía por unidad de peso de fluido con respecto a la línea de referencia. Se utiliza generalmente para representar la altura de una columna estática de líquido que produce la presión del fluido sobre un punto. La altura de elevación también puede ser considerada como el trabajo necesario para mover un líquido desde una posición original a la posición indicada por esa altura. La Figura 17.3 muestra un sistema en el que, partiendo de un recipiente cerrado, se envía un caudal a otro recipiente por medio de una bomba.

De acuerdo al teorema de Bernouilli, al líquido se aplican tres clases de energía que se traducen en tres alturas. Tratándolas en forma diferencial entre aspiración e impulsión se tiene:

- **Altura potencial.** Es el trabajo por kg que efectuaría el fluido al caer desde una cierta elevación hasta la de referencia.

$$Hz = Z_2 - Z_1$$

- **Altura de presión estática.** Altura a la que el líquido puede ser elevado por una presión determinada.

$$Hp = \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$

- **Altura de velocidad.** Distancia vertical desde la que un líquido debería caer para adquirir la velocidad «V».

$$Hv = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

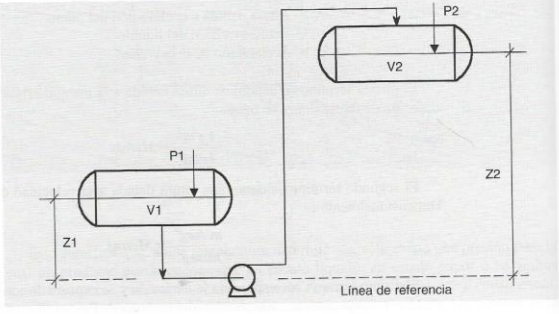


Figura 17.3

La altura total es la generada por la bomba para mantener el caudal circulando por el circuito y corresponderá a la suma de tres alturas anteriores más la correspondiente a las pérdidas de carga (Hc) en el circuito. Como consecuencia, la altura total generada por la bomba para un caudal «Q» será:

$$H_T = Hz + Hp + Hv + Hc = Metros$$

17.2.4. Cavitación

Cuando la presión absoluta en algún lugar correspondiente a la aspiración desciende por debajo de la presión de vapor, para la temperatura local existente, se forman burbujas de vapor o «cavidades» que son arrastradas por el líquido. Las burbujas desaparecen bruscamente cuando se eleva la presión a través de la propia bomba. La formación de burbujas y posterior «implosión» de las mismas es el fenómeno conocido como cavitación, cuyo nombre se debe a las cavidades formadas.

Los efectos que produce la cavitación son *ruido* y *vibraciones*. La gama de frecuencias del ruido depende del tamaño de las burbujas, de forma que, cuanto más pequeñas son las mismas más alta es la frecuencia del ruido. Si una bomba funciona en régimen de cavitación durante largos períodos de tiempo se producen desperfectos, tanto en las partes móviles de la bomba como en el propio cuerpo de la misma.

Otro factor a tener en cuenta es que la cavitación disminuye el rendimiento de la bomba, manifestándose como una menor capacidad de bombeo. En general, la cavitación indica una insuficiente NPSH disponible, ocasionada por causas tales como pérdidas excesivas en la aspiración, alta temperatura, disminución en la altura estática, etc.

17.2.5. *Net Positive Suction Head* (NPSH)

La altura neta positiva de aspiración se refiere a las condiciones *mínimas* que deben existir en la aspiración de una bomba para evitar cavitación. A su vez, la NPSH se divide en:

- Disponible
- Requerida

La *NPSH disponible* es el exceso de energía o altura total de líquido, con respecto a su presión de vapor, que existe en la aspiración de la bomba.

$$NPSHd = H_T - Pv = Pa + Za - Hc - Pv$$

donde:
- H_T = Altura total de líquido
- Pv = Presión de vapor del líquido
- Pa = Presión en el recipiente de aspiración
- Za = Altura en el lado de aspiración
- Hc = Pérdidas de carga en el circuito de aspiración

Todas las variables mencionadas corresponden a características del sistema de bombeo. Cuando una bomba no dispone de suficiente NPSH en el circuito, se reduce su capacidad a valores inferiores a los de diseño.

La *NPSH requerida* depende de cada bomba en particular, y es la necesaria para que la bomba funcione sin cavitación. La Figura 17.4 muestra las curvas de NPSH disponible y requerida, delimitando las zonas de funcionamiento con y sin cavitación.

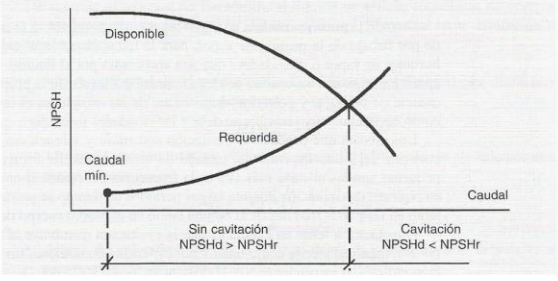


Figura 17.4

17.3. Bombas centrífugas

Una bomba centrífuga está formada por un conjunto de álabes, alojados dentro de una carcasa, que imparten energía al fluido por medio de la fuerza centrífuga. Básicamente está formada por:

- Elementos dinámicos.
- Elementos estáticos.

En una bomba centrífuga, el líquido, por medio de la presión atmosférica u otra presión de proceso, se ve forzado a pasar por un conjunto de álabes en movimiento. Estos álabes constituyen un impulsor que imprime velocidad, la cual se convierte en presión al descargar el líquido sobre el espacio disponible en la carcasa de la bomba.

La Figura 17.5 muestra esquemáticamente un impulsor, en el que aparecen las dos componentes que imprimen velocidad al líquido. Una de las componentes tiene dirección radial y la otra tangencial, dando como resultado la velocidad absoluta que es la que realmente toma el líquido.

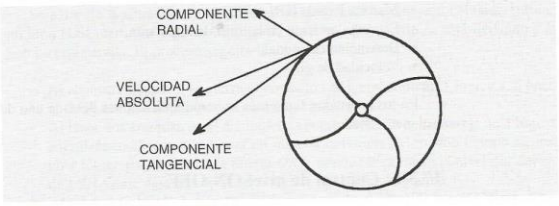


Figura 17.5

Las bombas centrífugas son las más utilizadas en la industria. La altura diferencial de las bombas centrífugas varía con el caudal según curvas características como las de la Figura 17.6.

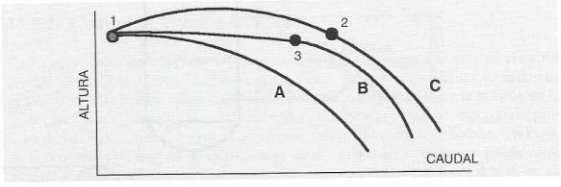


Figura 17.6

Al aumentar el caudal disminuye la altura diferencial. La capacidad, o caudal a través de la bomba, varía en función de la presión que existe en la línea de descarga, pero el tipo de curva de la Figura 17.6 determina el método de control que puede ser aplicado a cada bomba.

La curva «A» muestra total estabilidad en todo su recorrido porque su pendiente es progresiva. Esto significa que puede ser aplicado un sistema de control que admita un amplio margen de caudal. La curva «C» presenta dos regiones totalmente diferenciadas; entre los puntos 1 y 2 su comportamiento es inestable porque presenta dos puntos que tienen distintos valores de caudal para la misma altura. A partir del punto 2 hacia la derecha el comportamiento es estable porque su pendiente es progresiva. Por último, la curva «B» tiene una zona estable desde el punto 3 hacia la derecha, mientras que entre los puntos 1 y 3 es prácticamente plana, lo cual significa que, al aumentar ligeramente la altura, el caudal pasa rápidamente a cero.

De acuerdo a las diferentes curvas características, así como las necesidades del proceso donde se encuentra instalada la bomba, los sistemas de control que pueden ser aplicados son los que aparecen en la relación siguiente:

- Marcha-Parada (ON-OFF).
- Estrangulamiento en la línea de impulsión.
- Derivación de caudal.
- Velocidad de giro.

En los apartados siguientes se verán aplicaciones de cada uno de los tipos de control mencionados.

17.3.1. Control de nivel ON-OFF

La Figura 17.7 muestra el sistema de control de nivel de un recipiente en el que se va acumulando volumen, pero no suficiente para mantener funcionando la bomba de forma continua.

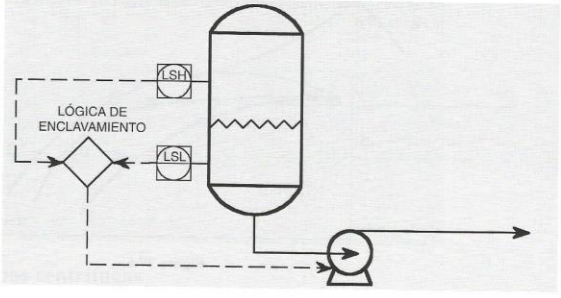


Figura 17.7

La Figura 17.8 muestra un diagrama de bloques para control de la bomba. Debe arrancar al alcanzar alto nivel en el depósito, y pararse al alcanzar bajo nivel. La lógica utilizada es la de circuito cerrado en situación normal. En otras palabras, contacto cerrado equivale a «1» lógico y contacto abierto a «0» lógico.

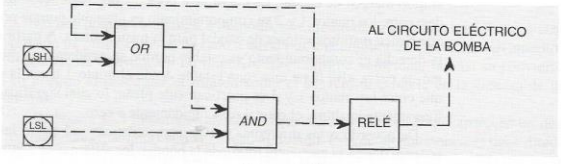


Figura 17.8

Se parte de la situación en la que el nivel de líquido se encuentra situado entre el mínimo (LSL cerrado) y el máximo (LSH abierto), el depósito se está llenando y la bomba está parada. El proceso seguirá la secuencia siguiente:

- Al alcanzar alto nivel se cierra el contacto LSH, enviando un 1 lógico a la puerta *OR*. La salida de esa puerta será igual a 1 lógico.
- Al tener dos entradas igual a 1 lógico la puerta *AND* da como salida un 1 lógico, energizando el relé para poner en marcha la bomba. Al mismo tiempo retorna un 1 lógico para enclavar la puerta *OR* y, aunque disminuya el nivel por debajo de LSH y éste deje de enviar un 1 lógico, no se pare la bomba.
- Al estar marchando la bomba irá disminuyendo el nivel de líquido hasta alcanzar el bajo nivel. En este momento se abre el contacto LSL, enviando un 0 lógico a la puerta *AND*.
- La salida de la puerta *AND* pasa a 0 lógico, con lo cual se desenergiza el relé, haciendo que se pare la bomba y desenclavando al mismo tiempo la puerta OR.
- Una vez parada la bomba empezará a subir el nivel hasta alcanzar el máximo, en cuyo momento se repite de nuevo el ciclo descrito.

17.3.2. Control de presión ON-OFF

Es muy frecuente disponer de dos bombas en paralelo cuando se trata de circuitos críticos dentro del proceso. También es frecuente disponer de sistemas de arranque automático de la bomba considerada como reserva cuando disminuye la presión en la línea de descarga, bien por avería de la bomba considerada principal, o porque el proceso demanda un caudal mayor al que puede suministrar una sola bomba. La Figura 17.9 muestra un circuito simplificado de esta configuración, en la que puede verse además el presostato que se acciona cuando la presión disminuye por debajo de un cierto valor (PSL).

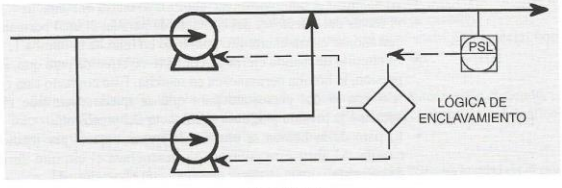


Figura 17.9

Existen diversas posibilidades de realizar el sistema de arranque automático de la bomba de reserva, entre los cuales, la Figura 17.10 muestra uno de ellos. Como es lógico, en este sistema aparecen las características más importantes desde el punto de vista conceptual, por lo que no aparecen los detalles últimos necesarios en una instalación industrial.

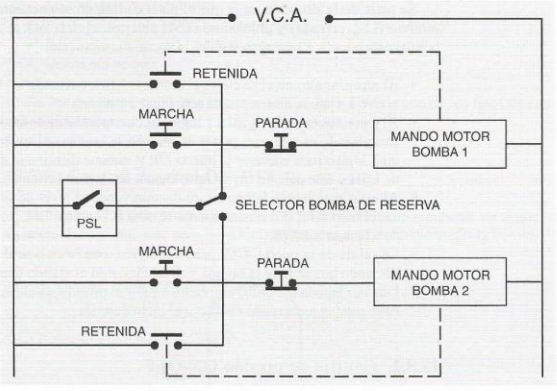


Figura 17.10

Como fácilmente se observa, cualquiera de las bombas puede operar como reserva de la titular, colocando adecuadamente el selector. En la Figura 17.10 se encuentra seleccionada la bomba 1 como reserva de la bomba 2. Partiendo de la situación normal de trabajo, en la cual, la bomba 2 se encuentra en marcha, la secuencia de operación es la siguiente cuando disminuye la presión:

- Al alcanzar el punto de ajuste del PSL se cierra el contacto.
- A través del selector y del contacto de parada, el cual permanece normalmente cerrado, se cierra el circuito poniendo en marcha la bomba 1.
- El circuito de mando cierra un contacto de retenida para que, aunque aumente la presión, la bomba permanezca en marcha. Este contacto está conectado en paralelo con el del presostato para que se quede enclavado el circuito aunque aumente la presión y se abra el contacto del presostato.
- El paro de la bomba se efectúa de forma manual por medio del pulsador de parada. Al abrir este contacto se desenclava el circuito abriendo el contacto de retenida.

La misma secuencia se realiza si, manualmente o por avería, se para la bomba principal. La presión caerá inmediatamente y será detectada por el PSL.

El arranque manual, con el pulsador de marcha, hace exactamente el mismo ciclo que si hubiera disminuido la presión hasta cerrar el contacto del presostato.

Algunos procesos son tan críticos que ha de colocarse una turbina accionada con vapor para mover la bomba de reserva, en lugar de un motor eléctrico. Como ejemplo

se tiene la bomba situada en el fondo de una columna de destilación a vacío. Si por cualquier circunstancia se para la bomba principal, incluido el fallo en la tensión eléctrica de alimentación a la bomba, y no se desaloja el producto existente en el fondo de la columna, dadas las características de alta viscosidad de este producto, se ocasionarán graves problemas en la puesta en marcha siguiente a este incidente. La Figura 17.11 muestra el circuito de arranque automático de una turbina de vapor colocada para mover la bomba de reserva.

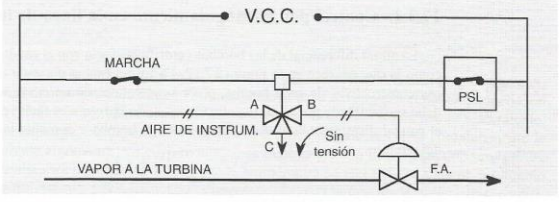


Figura 17.11

Las principales características de este circuito son las siguientes:

- La electroválvula se encuentra permanentemente con tensión. Es preferible que se ponga en marcha la turbina por causa de un fallo en el circuito eléctrico a que cuando tenga que ponerse en marcha por haber disminuido la presión no lo haga.
- La válvula automática de entrada de vapor a la turbina abre ante fallo de aire. La razón es la misma que la expuesta en el caso anterior.
- La electroválvula comunica las vías «A» y «B» dejando pasar aire de instrumentos a la válvula automática, por lo que esta permanece cerrada.
- Tanto el interruptor de puesta en marcha como el presostato permanecen normalmente cerrados.

En operación normal, la turbina puede ser arrancada manualmente abriendo el interruptor de puesta en marcha. De igual manera se realizará el arranque automático, siguiendo la secuencia que se describe a continuación:

- Disminuye la presión hasta llegar al punto de ajuste del PSL, momento en el que se abre el contacto, dejando sin tensión la electroválvula.
- Al quedarse sin tensión, la electroválvula comunica las vías «B» y «C», descargando a la atmósfera el aire contenido en la cabeza de la válvula.
- Al tratarse de una válvula automática a fallo del aire abre el paso de vapor a la turbina, poniéndose en marcha la bomba de reserva.
- La electroválvula dispone de un enclavamiento mecánico, de forma que una vez accionada no retorna automáticamente aunque vuelva la alimentación eléc-

trica a la misma. De esta forma no se para la bomba aunque se recupere la presión.

- El paro de la bomba se efectúa de forma manual accionando el rearme mecánico situado sobre la propia electroválvula.

También se puede colocar una electroválvula sin rearme mecánico, en cuyo caso será necesario realizar un enclavamiento eléctrico para que realice la misma función.

17.3.3. Control por estrangulamiento en la línea de impulsión

La altura diferencial de las bombas centrífugas varía con el caudal según una curva como la que aparece en la Figura 17.12. La forma exacta depende de las características constructivas de cada bomba, por eso se conoce como curva «característica», y debe ser facilitada por el fabricante. Observando la figura es fácil ver que al aumentar el caudal disminuye la altura diferencial de la bomba y aumenta la pérdida de carga del circuito.

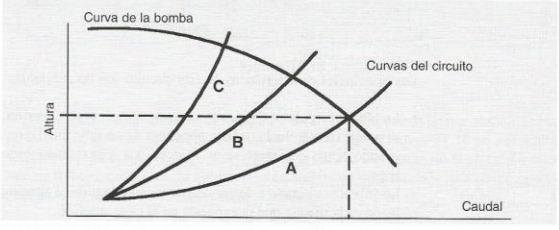


Figura 17.12

Al arrancar la bomba va aumentando el caudal, desplazándose hacia la derecha en la curva de la bomba, al mismo tiempo que va creciendo la pérdida de carga del circuito. El equilibrio se alcanza cuando esta última iguala a la presión diferencial facilitada por la bomba. Es decir, cuando ambas curvas se cruzan. El punto de cruce es por tanto el punto de funcionamiento.

Si se desea que el caudal o la presión sean distintos a los determinados por la intersección de ambas curvas, hay que colocar una válvula en la impulsión de la bomba, tal como muestra la Figura 17.13.

La pérdida de carga de la válvula se suma a la del sistema, con lo cual la curva conjunta del circuito pasa a ser otra diferente a la de diseño de la bomba. A medida que se cierra la válvula y aumenta su pérdida de carga, el punto de operación se va desplazando hacia la izquierda. Por ejemplo, la curva «A» de la Figura 17.12 corresponde a un circuito con la válvula totalmente abierta, la «B» con la válvula parcialmente cerrada y, por último, en la curva «C» la válvula está prácticamente cerrada.

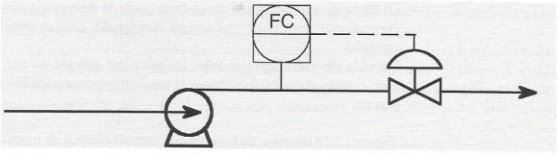


Figura 17.13

Este método de control es el más común para controlar el caudal en una gran cantidad de bombas centrífugas. Estrangulando el paso se desplaza el punto de operación de forma que se reduce el caudal de paso, con el inconveniente de perder rendimiento. Sin embargo, el mayor inconveniente se alcanza cuando se cierra completamente la válvula automática, en cuyo momento se tiene la presión denominada de *shut off*. La bomba está batiendo el producto y la temperatura se eleva. Si se trata de un líquido volátil, tal como Gas Licuado del Petróleo (LPG), la bomba se descarga haciendo difícil su posterior puesta en marcha.

17.3.4. Control mediante derivación de caudal

Existen muchos procesos en los que se utilizan bombas que deben estar funcionando continuamente, tanto si está circulando mucho como poco caudal. Cuando una bomba trabaja a bajo caudal se pueden presentar una serie de problemas, los cuales pueden tener alguna de las siguientes fuentes:

- **Térmica.** Las bombas generan una considerable cantidad de calor que es disipado por el propio fluido. Si el caudal disminuye por debajo de un valor mínimo se produce un calentamiento excesivo. En muchos casos puede producirse cavitación, con los daños que eso ocasiona.
- **Hidráulica.** Cuando disminuye el caudal por debajo del valor mínimo se produce recirculación interna en la bomba, calentando el producto. Otras veces la bomba puede tener la curva característica Altura-Caudal con posibles inestabilidades en la zona de bajo caudal, tal como muestra la Figura 17.6.
- **Eléctrica.** Cuando se cierra alguna válvula en el circuito de impulsión para restringir el paso de caudal aumenta la pérdida de carga. Al aumentar la pérdida de carga aumenta la potencia consumida por el motor que acciona la bomba.

Para evitar estos problemas hay que asegurar que el caudal bombeado sea siempre superior al mínimo. *Desde el punto de vista de control el caudal mínimo debe ser suministrado por el fabricante de la bomba.* Existen varios procedimientos para asignar el caudal mínimo a través de una bomba, entre los que pueden considerarse los más utilizados los que derivan parte del caudal, también conocidos como *by pass*. Dentro de ellos se encuentra la instalación de una línea de recirculación con:

- **Orificio de restricción.** Este sistema tiene la desventaja de estar recirculando permanentemente parte del caudal bombeado, con el consiguiente gasto de energía.
- **Válvula de «mínimo caudal».** La principal ventaja es que esta válvula sólo abre cuando el caudal es inferior al mínimo, permaneciendo cerrada el resto del tiempo.

La Figura 17.14 muestra un sistema con lazo de control de mínimo caudal, FC2. El lazo de control de caudal del proceso FC1, hará que su válvula abra lo suficiente para mantener el caudal deseado. Si este caudal es superior al mínimo fijado en el lazo de control de mínimo caudal FC2, la válvula correspondiente a este último permanecerá cerrada.

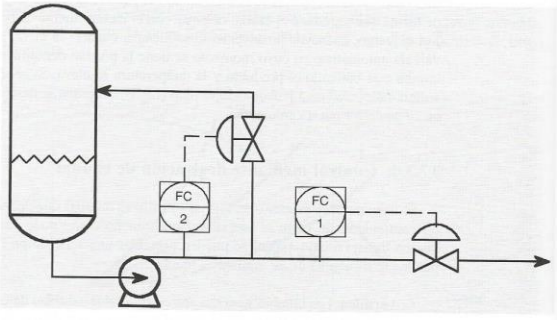


Figura 17.14

Como puede verse, la medida para el controlador de mínimo caudal FC2, se encuentra situada directamente en la impulsión de la bomba, antes de la línea de recirculación. Esto hace que la medida sea la correspondiente al caudal total de paso por la bomba. Cuando la demanda de caudal de proceso en FC1 sea inferior al mínimo fijado en FC2, la válvula de recirculación abrirá para mantener constante el caudal mínimo exigido por el fabricante de la bomba.

17.3.5. Control de la velocidad de giro

Este sistema de control de carga se utiliza para minimizar el consumo de energía cuando el caudal a bombear disminuye con respecto al nominal. Como se ha visto anteriormente, el sistema de estrangulamiento produce un aumento en la potencia necesaria, aunque se reduzca el caudal bombeado, mientras que el sistema de deriva-

ción de caudal siempre consume la misma potencia, puesto que al disminuir el caudal bombeado se produce recirculación.

La Figura 17.15 muestra que cuando disminuye la velocidad de la bomba se reduce el caudal de paso, al mismo tiempo que se reduce la altura de elevación y, como consecuencia, el consumo energético. Para conseguir esta reducción se utilizan fundamentalmente los motores eléctricos con regulación de velocidad y las turbinas de vapor.

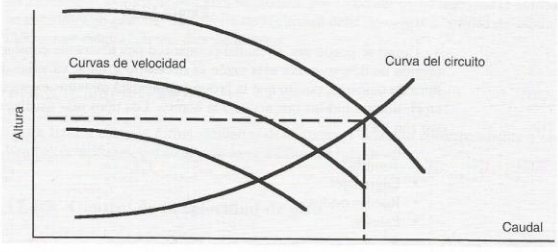


Figura 17.15

- **Turbinas de vapor.** Para modificar la velocidad de una turbina de vapor se suele utilizar un sistema conocido genéricamente como *governor*. El *governor* controla una válvula automática que modifica el paso de vapor a la turbina, modificando por tanto la velocidad, la cual viene fijada en función del caudal de paso del producto demandado.
- **Motores eléctricos.** El sistema de control de velocidad de los motores suele ser excesivamente caro, por lo que su uso está restringido a ciertas aplicaciones especiales en las cuales se requiere un estudio del ahorro que se puede obtener frente al coste de la inversión necesaria. Entre los sistemas de control de velocidad existentes se pueden mencionar los siguientes:
  - Motor de corriente alterna con voltaje ajustable.
  - Motor de corriente alterna con frecuencia ajustable.
  - Motor de corriente continua con potencia ajustable.

17.4. Bombas rotativas

Las bombas rotativas pertenecen al grupo de desplazamiento positivo. En las rotativas se atrapa un volumen fijo de líquido y se desplaza hasta la línea de descarga cuando gira el eje de la bomba. La salida de líquido es continua, aunque oscilante. La curva característica de las bombas de desplazamiento positivo son similares a la que aparece en la Figura 17.16.

Figura 17.16

Como se puede ver, el caudal permanece prácticamente constante para cualquier presión de descarga. Por esta razón es necesario instalar válvulas de seguridad en la línea de descarga, puesto que la presión aumentará mientras exista energía disponible en el motor o turbina que acciona la bomba. Los tipos más usuales de bombas rotativas son las de:

- Tornillo.
- Engranajes.
- Ruedas ovales.
- Paletas.

La Figura 17.17 muestra, de forma simplificada, una bomba de ruedas ovales en la que aparece el volumen atrapado entre la rueda y la carcasa de la bomba, dirigiéndose desde la aspiración a la impulsión.

Figura 17.17

En cada revolución de las ruedas ovaladas se transporta desde la entrada hasta la salida un volumen que corresponde a la capacidad de la cámara formada entre la rueda y la carcasa. De acuerdo a la curva característica, así como las necesidades del proceso donde se encuentra instalada, los sistemas de control que pueden ser aplicados a este tipo de bombas son:

- Marcha-Parada (ON-OFF).
- Derivación de caudal.
- Velocidad de giro.

En los apartados siguientes se verán sistemas de control de cada uno de los mencionados.

17.4.1. Válvula de seguridad

Como se ha mencionado anteriormente, las bombas rotativas deben estar provistas de válvula de seguridad en la línea de impulsión, para proteger la bomba frente a excesiva presión si la línea de descarga se bloquea por cualquier causa mientras la bomba se encuentra en marcha. La válvula de seguridad debe descargar a la línea de aspiración o a un tanque con una presión inferior.

17.4.2. Control ON-OFF

Se lleva a cabo de forma similar al descrito en el apartado correspondiente a las bombas centrífugas, por lo que no se va a entrar en más detalles.

17.4.3. Control de la velocidad de giro

De igual manera que las bombas centrífugas, las rotativas pueden modificar su capacidad de bombeo variando la velocidad del motor o turbina utilizado para mover la bomba, aunque lo normal es que se utilicen elementos con velocidad constante.

17.4.4. Control mediante derivación de caudal

Dado que la bomba proporciona volúmenes constantes por unidad de tiempo, o lo que es igual, caudal constante, es necesario recurrir a sistemas de control en derivación para adaptar el caudal a la demanda de proceso.

La Figura 17.18 muestra un sistema en el que se controla la presión de impulsión de la bomba recirculando parte del caudal a la aspiración de la misma, en función del caudal demandado por el proceso.

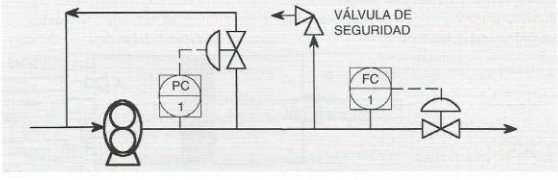


Figura 17.18

Cuando el caudal demandado por el controlador de caudal de proceso disminuye, aumenta la presión de impulsión de acuerdo a la curva característica de este tipo de bombas. Al aumentar la presión abre la válvula de recirculación, evitando que dispare la válvula de seguridad. El principal inconveniente, igual que ocurre con las bombas centrífugas, es el calentamiento que se produce al recircular producto a la aspiración.

La Figura 17.19 muestra otro sistema en el que se controla el caudal modificando la apertura de la válvula situada en la línea de *by pass* o recirculación.

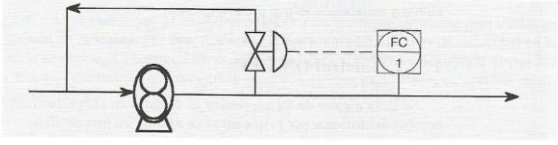


Figura 17.19

Lógicamente, el máximo caudal se dará cuando la válvula de recirculación se encuentre cerrada, y corresponderá al máximo posible que proporciona la bomba. Reduciendo la demanda de proceso en el controlador, abrirá la válvula para recircular el exceso de caudal a la aspiración. Hay que decir, por último, que en líquidos con bajo punto de ebullición no se debe colocar la válvula en la línea de aspiración puesto que al cerrarla disminuye la presión, llegando incluso a ser menor que la presión de vapor del fluido. Esto generará gases en el interior de la bomba, con los daños que ello ocasiona.

17.5. Bombas alternativas

Pertenecen al grupo de desplazamiento positivo, por lo que atrapan un volumen fijo de líquido y lo desplazan hacia la línea de descarga en cada uno de los recorridos del pistón. La Figura 17.20 muestra, de forma esquemática, una bomba alternativa de pistón de simple efecto.

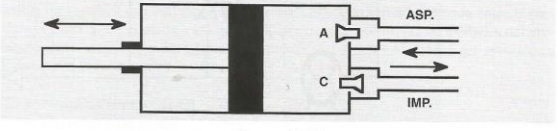


Figura 17.20

Los ciclos de trabajo se controlan por medio de válvulas de aspiración y descarga autoaccionadas. Las válvulas autoaccionadas funcionan por diferencia de presión entre el exterior y el interior de la bomba, ayudadas por pequeños resortes que aceleran el movimiento del cierre. Debido a la acción de los resortes que actúan sobre las válvulas, durante el ciclo de aspiración se abre la válvula «A», cerrando la «C», mientras que en el ciclo de impulsión se abre la «C», cerrando la «A». Las bombas alternativas se dividen en dos grupos:

- Pistón.
- Diafragma.

A su vez, cada una de ellas puede ser de simple o de doble efecto. Puesto que no se trata de ver las características de cada una de ellas, sino los conceptos necesarios para llevar a cabo el control de caudal, vamos a centrarnos exclusivamente en las de pistón, que por otra parte son las más utilizadas. Los métodos de control empleados para este tipo de bombas son:

- Marcha-Parada ON-OFF.
- Velocidad de giro.
- Derivación de caudal.
- Control de longitud de la carrera.
- Control de válvulas de aspiración.

En los apartados siguientes se verán sistemas de control de cada uno de los mencionados.

17.5.1. Control ON-OFF

Se lleva a cabo de forma similar al descrito en el apartado correspondiente a las bombas centrífugas, por lo que no se va a entrar en más detalles.

17.5.2. Control de la velocidad de giro

De igual manera que las bombas centrífugas y las rotativas, las alternativas pueden modificar su capacidad de bombeo variando la velocidad del motor o turbina utilizado para mover la bomba, aunque lo normal es que se utilicen elementos con velocidad constante.

17.5.3. Control mediante derivación de caudal

Igual que para las bombas rotativas, para las alternativas se puede utilizar el control por recirculación, con las mismas ventajas e inconvenientes que se han visto al describir este sistema.

17.5.4. Control de longitud de la carrera

Se utiliza cuando se trata de bombas de pequeño caudal, generalmente utilizadas como dosificadoras de aditivos a las corrientes de proceso. Modificando la longitud de la carrera del émbolo se modifica a su vez el volumen aspirado en la carcasa y, como consecuencia, el caudal suministrado por la bomba. La Figura 17.21 muestra un esquema simple de cómo se puede modificar, de forma manual, la longitud de la carrera en una bomba accionada por motor.

Cuando se instala un sistema automático de control de la carrera, se suelen utilizar pistones o servos con actuación neumática, cuyo recorrido depende de la señal suministrada por el controlador correspondiente.

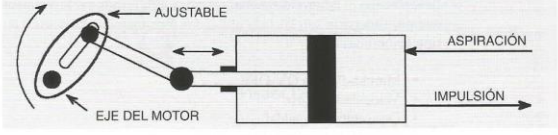


Figura 17.21

El caudal que debe suministrar este tipo de bomba suele ser muy exacto, por lo que a veces es necesario recurrir al contraste periódico de su exactitud con la bajada de nivel de un recipiente de pequeño volumen calibrado. La Figura 17.22 muestra un sistema de corrección de la medida de caudal de aditivo suministrado a una corriente de proceso.

La medida continua del controlador de caudal será:

$$PV = A * K$$

Siendo: A = Caudal medido por el transmisor
K = Coeficiente de corrección

Periódicamente se efectúa el cálculo del coeficiente de corrección. La frecuencia dependerá de las dimensiones del recipiente de aditivo y del caudal suministrado al proceso, con objeto de comparar volúmenes que puedan proporcionar un coeficiente que sea representativo de la exactitud de la medida de caudal. Si la medida del transmisor es exacta, el coeficiente de corrección K será igual a la unidad.

El depósito de aditivo debe tener una geometría a partir de la cual, la bajada de nivel en un intervalo de tiempo proporcione un volumen totalizado con la máxima exactitud posible. Por otro lado se totaliza el volumen suministrado por la medida de caudal corregido en el mismo intervalo de tiempo anterior. La comparación de estos dos volúmenes totalizados proporciona el factor de corrección que debe ser aplicado a la medida de caudal, realizada por el transmisor, para ser introducida como variable de proceso del controlador.

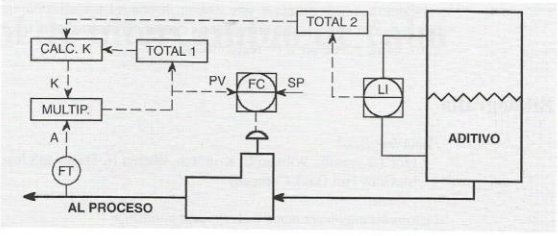


Figura 17.22

17.5.6. Control de válvulas de aspiración

Con este sistema de control se modifica la cantidad de líquido bombeado en cada movimiento del pistón. A efectos prácticos puede llegar a ser igual al control ON-OFF, con la diferencia que al controlar las válvulas de aspiración no es necesario parar y arrancar el motor en función de la necesidad de proceso, sino que se pone la bomba en carga o descarga. Durante la fase de descarga, el consumo de potencia del motor es mínimo, puesto que no se desarrolla presión en la impulsión de la bomba.

Si la válvula de aspiración de la Figura 17.20 se dota de un mecanismo que la mantenga permanentemente en posición abierta, bien de forma manual o por medio de un sistema automático, el líquido pasará hacia dentro durante el ciclo de aspiración, y hacia fuera durante la descarga, sin presurizar la cámara y, por tanto, sin abrir la válvula de impulsión. Esta forma de operar hace que el caudal sea cero o máximo en función de la posición de la válvula de aspiración.

Si en lugar de una bomba de simple efecto se utiliza una de doble efecto, se tienen dos válvulas de aspiración y dos de impulsión, tal como muestra la Figura 17.23.

Con este tipo de bomba se puede controlar el caudal de la forma siguiente:

- 100 % de caudal. Válvulas «A» y «B» accionando normalmente.
- 50 % de caudal. Válvula «A» abierta, «B» accionando normalmente.
- 0 % de caudal. Válvulas «A» y «B» abiertas.

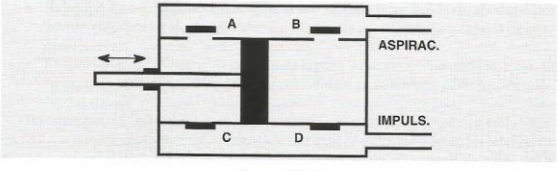


Figura 17.23

Como se puede observar, este sistema de control se realiza por medio de escalones, por lo que, si es necesario mantener un caudal constante, habrá que recurrir a otro sistema, como puede ser el de recirculación.

Bibliografía

Pump handbook
Igor J. Karassik, William C. Krutzsch, Warren H. Fraser and Joseph P. Messina
McGraw Hill Book Company

Instrument engineers handbook. Process control
Bela G. Liptak
Chilton Book Company

Process control systems. Application, design, adjustment
F. G. Shinskey
McGraw Hill Book Company

Ingeniería química. Flujo de fluidos
E. Costa Novella
Alhambra Universidad

18

Control de intercambio de calor

18.1. Introducción

Con carácter general, cambiador de calor es cualquier dispositivo en el que se verifica un intercambio de calor entre dos fluidos separados por una pared. Si se tiene en cuenta que cualquiera de los dos fluidos puede ser un líquido, un gas, un vapor condensable o un líquido en ebullición, el número de cambiadores de calor es muy elevado. El fluido caliente se denomina fuente y el frío se denomina receptor. La transferencia de calor trata de la velocidad de intercambio entre la fuente y el receptor.

Aunque genéricamente se conocen como cambiadores, los equipos utilizados para transferencia de calor se definen por la función que llevan a cabo en el proceso, clasificándose como:

- **Intercambiador.** Recupera calor por intercambio entre dos corrientes de proceso, exceptuando vapor de agua y agua de refrigeración que son servicios auxiliares.
- **Calentador.** Se utiliza fundamentalmente para calentar corrientes de proceso, generalmente con vapor de agua.
- **Enfriador.** Se utiliza fundamentalmente para enfriar corrientes de proceso, generalmente con agua.
- **Condensador.** Es un enfriador cuyo uso fundamental es el de eliminar calor latente de condensación. En muchas ocasiones se utiliza aire para condensar.
- **Reboiler.** Es un calentador que tiene como función principal la de aportar calor latente en procesos de destilación. En ocasiones se calienta con fluidos de proceso.
- **Evaporador.** Se utiliza para concentrar alguna solución evaporando el agua. Si en lugar de agua se vaporiza cualquier otro fluido su nombre es el de *vaporizador.*

Por ejemplo, en una columna de destilación típica, como la que aparece en la Figura 18.1, se pueden encontrar: un condensador en cabeza utilizando agua, un reboiler en fondo y un precalentador en la corriente de alimentación que recupera calor de la corriente de fondo, descrito antes como intercambiador.

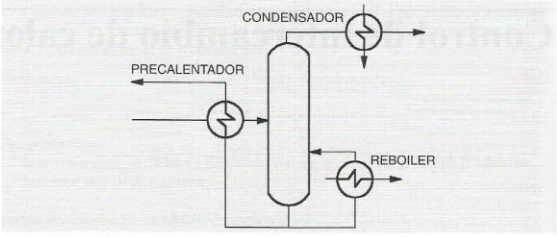


Figura 18.1

A veces por consideraciones técnicas, referidas a la recuperación parcial de calor que puede realizar un cambiador, o bien por consideraciones económicas, en lugar de utilizar un solo cambiador es necesario instalar varios en serie, completándose incluso con un horno. Sucede el proceso inverso cuando es necesario enfriar algún fluido y no es suficiente con un solo cambiador. De no utilizar este procedimiento, existen casos en los que el cambiador diseñado sería demasiado grande, por lo que podrían presentarse problemas de espacio para ubicarlo.

El intercambio de calor es un proceso autorregulado. Cuando se parte de un estado estacionario y se modifica alguna de las variables, se llega a otro estado estacionario al cabo de un tiempo que depende del tiempo de residencia del cambiador y de la constante de tiempo.

Por ejemplo, en el cambiador de la Figura 18.2 el tiempo de residencia dependerá del volumen contenido en el tubo y del caudal de paso, de forma que:

$$\tau = \frac{V}{F} = \frac{m^3}{m^3/h} = \textit{Unidades de tiempo}$$

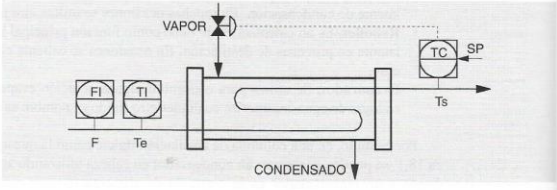


Figura 18.2

Modificando el caudal de paso se modifica la constante de tiempo, dando como resultado curvas de respuesta como las que muestran la Figura 18.3, en las que, partiendo de una temperatura de 100 °C se provoca un salto en escalón para llegar a 120 °C. La curva con trazo grueso tiene un tiempo de residencia de 5 minutos, mientras que la de trazo fino corresponde a un tiempo de residencia de 10 minutos.

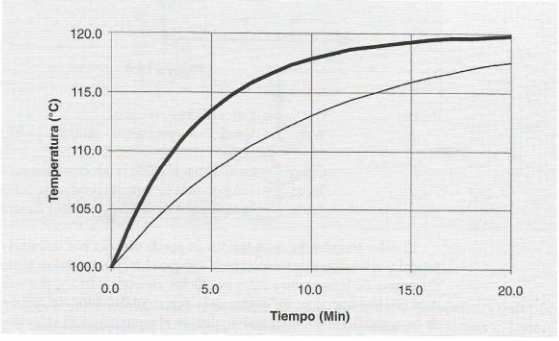


Figura 18.3

18.1.1. Cálculos de intercambio de calor

La Figura 18.4 muestra un cambiador de calor típico en el que aparecen las variables que intervienen en su control. En este caso no existe cambio de fase en ninguna de las dos corrientes, por lo que sólo se utiliza calor sensible. La principal característica dinámica a tener en cuenta, a la hora de diseñar un sistema de control de transmisión de calor por medio de cambiadores, es el balance de calor, según el cual, el calor cedido por el fluido que se enfría o condensa, es igual al calor añadido al fluido que se calienta o evapora más las pérdidas al exterior, es decir:

$$Qent = Qsal + Pérdidas$$

A efectos de control, dado que siempre suele existir reajuste por medio de *feedback*, no es necesario tener en cuenta las pérdidas, por lo que la cantidad de calor que se aporta o recupera de un sistema es proporcional a su masa, calor específico y aumento o disminución en la temperatura de salida con respecto a la de entrada, según la ecuación general:

$$Q = W * Cp * (Te - Ts) = w * cp * (ts - te)$$

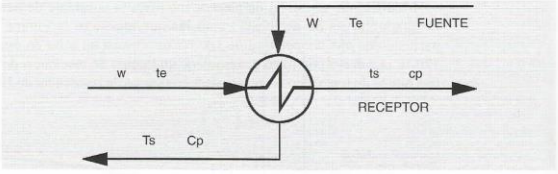


Figura 18.4

donde:
- Q = Calor liberado (kcal/h)
- W, w = Caudal de productos caliente y frío respectivamente (kg/h)
- Cp, cp = Calor específico de productos caliente y frío (kcal/kg °C)
- Te, te = Temperatura de entrada productos caliente y frío (°C)
- Ts, ts = Temperatura de salida productos caliente y frío (°C)

El calor transferido entre fluidos se puede obtener por infinitas combinaciones de caudal y diferencias de temperatura, aunque el mejor control se suele obtener con poca diferencia de temperatura entre productos caliente y frío y, por tanto, mucho caudal. Además hay que tener en cuenta que, con caudales altos, se reduce el ensuciamiento de las superficies de intercambio, debido al aumento en la velocidad de paso del producto.

Cuando la transferencia de calor se lleva a cabo utilizando una corriente de hidrocarburo líquido, tal como reflujo circulante de una columna atmosférica de refinería, de una columna de vacío, etc., se puede calcular el calor aportado de acuerdo a la ecuación:

$$Q = W * (He - Hs)$$

donde:
- Q = Calor liberado (kcal/h)
- W = Caudal de producto (kg/h)
- He = Entalpía de entrada (kcal/kg)
- Hs = Entalpía de salida (kcal/kg)

Si se utiliza como fluido calefactor vapor de agua, como muestra la Figura 18.5, y suponiendo que no existen pérdidas en la transferencia de calor, se efectúa el siguiente balance de calor entre las dos corrientes:

$$Ws * Hs = Wp * Cp * (Ts - Te)$$

donde:
- Ws = Caudal de vapor (kg/h)
- Hs = Calor latente de condensación del vapor (kcal/kg)
- Wp = Caudal de producto (kg/h)
- Cp = Calor específico del producto (kcal/kg °C)

Te = Temperatura de entrada del producto (°C)
Ts = Temperatura de salida del producto (°C)

En este caso se supone que el vapor es saturado, por lo que se utiliza su calor latente de condensación. Cuando se trata de vapor recalentado, el calor sensible hasta llegar al cambio de fase tiene poca importancia relativa respecto al calor latente de condensación.

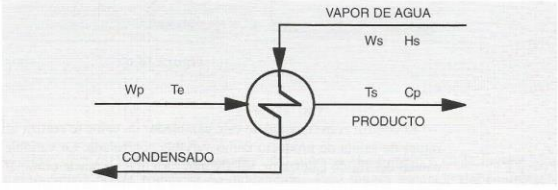


Figura 18.5

Las ecuaciones anteriores representan modelos en estado estacionario, a partir de los cuales se pueden obtener las distintas variables necesarias para efectuar el control en cada caso concreto. Desde el punto de vista de control se suele calcular solamente el calor aportado para actuar como *feedforward,* mientras que el demandado se reajusta por medio del *feedback.* Asimismo, si se quieren calcular en línea y de forma automática los valores correspondientes a las entalpías, tanto de vapor como de líquidos, o bien el calor específico, se puede recurrir a las distintas ecuaciones publicadas al efecto. En estas ecuaciones se obtienen los valores mencionados por medio de correlaciones, partiendo de variables de proceso simples como presión y temperatura, así como constantes tales como factor de caracterización de Watson y densidad del fluido correspondiente.

18.2. Control convencional de un cambiador

Basándose en el esquema de la Figura 18.6, se puede decir que en el control de un cambiador de calor pueden presentarse una o varias de las perturbaciones siguientes:

- Cambio en las condiciones de la corriente de proceso o producto. Esto puede ocurrir si existen variaciones en el caudal o en la temperatura del mismo.
- Cambio en las condiciones del fluido calefactor, como pueden ser variaciones en la temperatura, o la presión si este fluido es vapor.
- Cambio en el propio proceso en sí, como ocurre en un proceso de reacción, cuando en el circuito está intercalado un cambiador de calor.
- Cambio en el punto de consigna del propio controlador de temperatura.

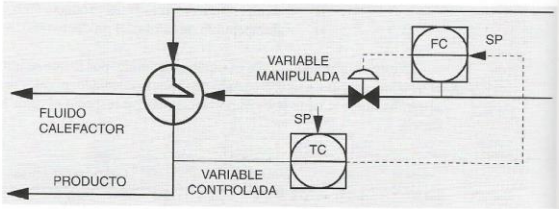


Figura 18.6

El control convencional de este cambiador de calor se realiza utilizando la temperatura de salida de producto como variable controlada. La variable manipulada es el caudal del fluido calefactor. En algunos sistemas se puede eliminar el controlador de caudal, bien por razones económicas o por dificultad en su medida aunque, como norma general, es preferible utilizar este controlador para obtener mayor estabilidad en el proceso.

En caso de producirse una perturbación brusca, por ejemplo, una variación en el caudal del producto o una variación en la temperatura del fluido calefactor, se producirá un desajuste en el control de temperatura durante un período de tiempo más o menos largo. Esta perturbación se minimiza utilizando un sistema de adelanto o *feedforward,* como se describe más adelante.

18.2.1. Elementos del sistema de control

En la detección de temperatura se produce un tiempo muerto debido a circunstancias tales como la naturaleza de la variable a medir, la inercia que produce la vaina de protección del sensor, así como la cámara de aire que existe entre la vaina y el propio sensor. Por tales motivos, el sensor debe estar instalado tan cerca como sea posible de la superficie activa del cambiador de calor. Hay que tener en cuenta además que, cuanto más se aleje el punto de toma de temperatura del área activa del cambiador, mayor será el tiempo de retardo producido en la detección de las variaciones en la misma, ocasionando mayor inestabilidad en el control. Este último tiempo de retardo será proporcional a la distancia entre el área activa del cambiador y el sensor de temperatura, así como de la velocidad de paso del fluido. A pesar de todo lo mencionado anteriormente, el mayor tiempo de retardo lo produce realmente el propio proceso de transferencia de calor.

Las válvulas utilizadas en los sistemas de control de cambiadores de calor deben estar provistas de posicionador, con el fin de que la respuesta de control sea rápida para no aumentar la inercia propia del sistema. Por otro lado, la característica de la válvula debe ser isoporcentual, con el fin de mantener la ganancia del sistema constante.

Como se sabe, para que la estabilidad del proceso sea uniforme a lo largo de todo el recorrido de apertura de válvula automática, la ganancia total del lazo de control debe ser constante. La Figura 18.7 muestra un lazo de control en el que, asumiendo que la ganancia del transmisor (Kt) es igual a la unidad, la ganancia del lazo de control es:

$$Kc * Kv * Kp = Constante$$

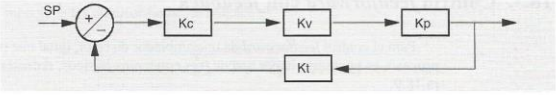


Figura 18.7

La curva característica de ganancia del proceso (Kp) aparece en la Figura 18.3, representada por la respuesta de temperatura. Para que la ganancia del controlador (Kc) sea constante es necesario hacer que la ganancia de la válvula (Kv) compense la del proceso. Por tanto, la característica de la válvula debe ser isoporcentual, tal como aparece en la Figura 18.8.

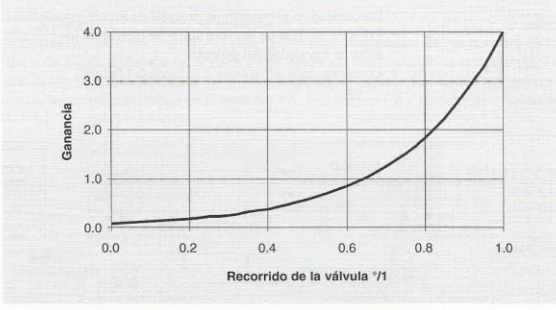


Figura 18.8

El lazo de control de temperatura suele tener un tiempo de respuesta relativamente lento, por lo que el controlador debe tener acciones proporcional, integral y derivativa. La ganancia proporcional dependerá en cada caso de la configuración del lazo

de control y del rango de calibración del controlador. La acción integral tiene por objeto corregir el error permanente que produce la acción proporcional cuando se realizan cambios en las variables de perturbación que afectan al control del cambiador de calor. Por último, la acción derivativa es esencial en procesos de este tipo, donde el tiempo de retardo suele ser grande cuando se producen cambios en las variables de proceso.

18.3. Control *feedforward* con *feedback*

Para el control *feedforward* de un cambiador de calor, igual que para cualquier otro proceso, es necesario hacer uso de tres conceptos básicos, representados en la Figura 18.9.

- **Modelo en estado estacionario *(feedforward)*.** Se desarrolla utilizando los balances de materia y energía, así como correlaciones empíricas si son necesarias.
- **Compensación dinámica.** Necesaria para equilibrar la diferencia de respuesta, por parte de la variable controlada, ante cambios en alguno de los parámetros del producto o del fluido calefactor, tales como caudal, composición, temperatura, etc.
- **Reajuste *(feedback)*.** Tiene por objeto corregir los errores que se producen al aplicar los dos conceptos anteriores. Entre las causas de error se pueden citar:
  - Inexactitud en el modelo de proceso en estado estacionario.
  - Error de medida de los instrumentos o error en los cálculos.
  - Falta de linealidad del proceso.
  - Ensuciamiento de equipos a lo largo del tiempo.

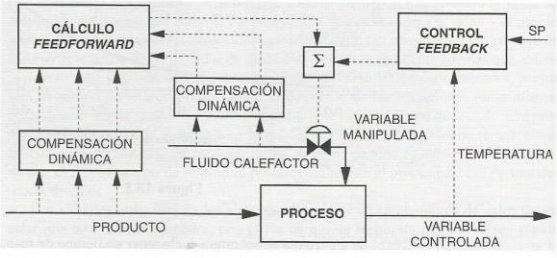


Figura 18.9

En la Figura 18.6 se ha visto el control típico de un cambiador de calor, en el cual, el controlador de temperatura de producto fija el punto de consigna del controlador de caudal del fluido calefactor. Este tipo de control, para modificar la variable manipulada, necesita detectar el error producido entre la medida de la variable controlada y su punto de consigna. En otras palabras, se efectúa el control por reajuste o *feedback.*

Para efectuar control *feedforward* se necesita conocer el balance de energía que se desarrolla en el cambiador, es decir, el modelo matemático en estado estacionario. Suponiendo que el fluido calefactor es vapor de agua y, basándose en las ecuaciones mencionadas anteriormente, el balance es:

$$Q_{ent} = Ws * Hs$$
$$Q_{sal} = Wp * Cp * (Ts - Te)$$

siendo:

Q_{ent} = Calor aportado por el vapor (kcal/h)
Q_{sal} = Calor transferido al producto (kcal/h)

Asumiendo que no existen pérdidas en la transferencia, el calor de entrada es igual al calor de salida. De esta igualdad se puede obtener el caudal de vapor necesario para conseguir la temperatura de salida del producto.

$$Ws = Wp * \frac{Cp}{Hs} * (Ts - Te)$$

La Figura 18.10 muestra el esquema de control del mismo cambiador de calor, aplicando la ecuación anterior. Al estar colocado el controlador de temperatura en la línea de salida de producto, actuará como *feedback,* manteniendo la temperatura Ts constante. La salida del controlador de temperatura es flotante y se escala automáticamente a grados centígrados en el sumador TX. Los valores Cp y Hs son fijos y conoci-

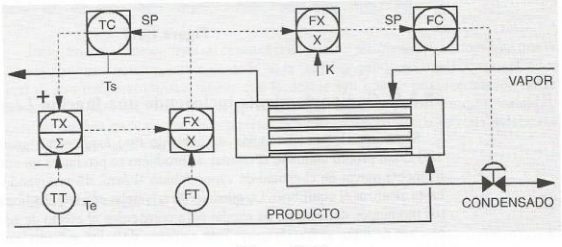


Figura 18.10

dos, por lo que se introducen en el sistema como constante K. Como consecuencia, el sistema *feedforward* actuará cuando:

- se modifica la temperatura de entrada;
- se modifica el caudal de producto.

Tan pronto aumente el caudal de producto aumentará también el caudal de vapor. Como la transferencia de calor no es suficientemente rápida, se produce un descenso en la temperatura de salida, aunque después se recupere al cabo del tiempo.

La Figura 18.11 muestra otro sistema de control que, conceptualmente, realiza las mismas funciones que el de la Figura 18.10, con la diferencia que se incluye un controlador de calor en lugar de efectuar un cálculo para obtener directamente el caudal de vapor a introducir. Al incluir el controlador de calor se tiene una complejidad con tres controladores en serie, lo cual añade una complejidad adicional desde el punto de vista de ajuste de los parámetros de sintonía de éstos. En el sistema de la Figura 18.10, la salida del controlador de temperatura representa la temperatura de producto deseada, mientras que en la Figura 18.11 representa el calor demandado, el cual fija el punto de consigna al controlador de calor.

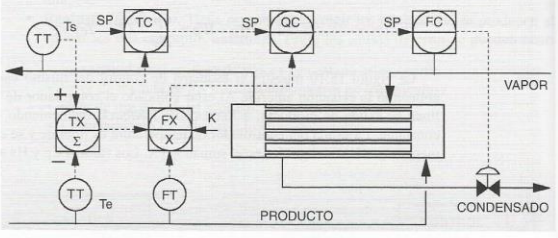


Figura 18.11

18.3.1. Comportamiento incluyendo una función *Lead*

Si se introduce una función de adelanto tipo *lead,* como aparece en la Figura 18.12, tan pronto aumente el caudal de producto se producirá un aumento proporcionalmente mayor en el caudal de vapor debido al *lead,* disminuyendo progresivamente hasta alcanzar el equilibrio. Lo que hace la compensación es añadir calor en los primeros momentos del cambio de caudal para compensar el efecto de retardo inherente al proceso de intercambio de calor. Este aumento de calor se traduce en una menor desviación de la temperatura con respecto al punto de consigna.

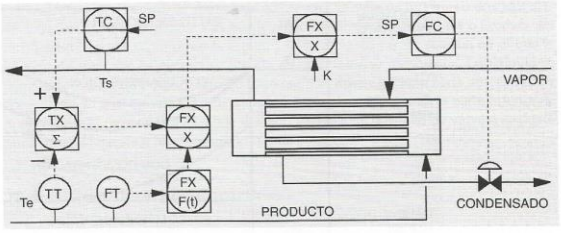


Figura 18.12

Llegados a este punto es conveniente recordar el comportamiento de la función de tiempo *lead*. La Figura 18.13 muestra que, frente a un salto en escalón unitario a la entrada, aumento en este caso, esta función produce un aumento mayor en su salida, el cual depende de los ajustes de amplitud y tiempo. El comportamiento es simétrico ante una disminución en la entrada.

Figura 18.13

Incluyendo la función *lead* en el sistema de control *feedforward*, se consigue que la desviación entre la temperatura deseada en la salida de producto, con respecto al valor real de esa temperatura, sea menor que la desviación que se produce cuando no se incluye esta función, como puede apreciarse en la Figura 18.14. En otras palabras, ante un cambio en el caudal de producto, la temperatura de salida se aleja menos del punto de consigna si existe función *lead*.

18.4. Control con válvula de tres vías

Existen procesos en los cuales el caudal total de producto no puede ser modificado y, al mismo tiempo, hay que controlar la temperatura a la salida del cambiador. En

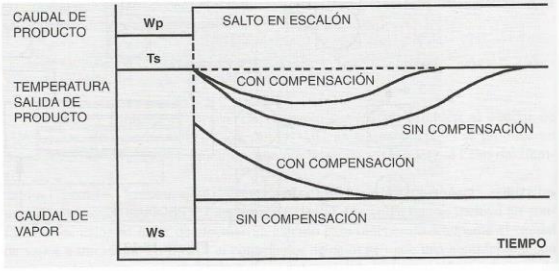


Figura 18.14

otras ocasiones es importante que la velocidad de respuesta, durante los cambios de carga, sea suficientemente rápida para no perturbar el control. En cualquiera de los casos es necesario bifurcar el caudal de producto en dos caminos, uno a través del cambiador y otro por una línea de *by pass* al mismo.

Cuando se hace pasar el producto a través del *by pass* se obtiene una alta velocidad de respuesta en la variable controlada. Por el contrario, si se hace pasar el fluido calefactor a través del *by pass*, la velocidad de respuesta es considerablemente más lenta, debido a la inercia que tiene el proceso de transferencia de calor. Los esquemas de control de los dos casos mencionados aparecen en la Figura 18.15.

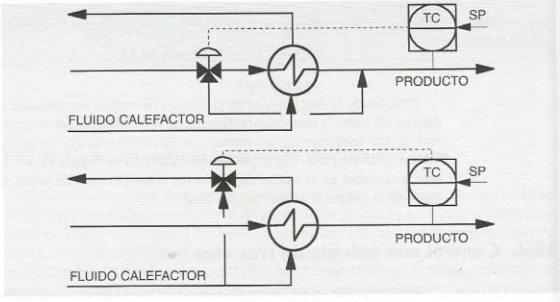


Figura 18.15

Para efectuar este tipo de control, se utiliza una válvula de tres vías o dos válvulas de dos vías. La válvula de tres vías puede colocarse antes del cambiador o después del mismo. En la parte superior de la Figura 18.15 se puede ver un sistema en el que la válvula de tres vías se encuentra situada en la entrada al cambiador. La válvula se denomina bifurcadora o partidora de flujo (*splitter*). Esta válvula tiene una entrada y dos salidas. El otro tipo de válvula de tres vías es el que aparece en la parte inferior de la Figura 18.15, colocada a la salida del cambiador. Este otro tipo de válvula se denomina mezcladora, teniendo dos entradas y una salida.

18.4.1. Consideraciones prácticas

Aunque aquí no se trata de calcular o elegir el tipo de válvula, es necesario mencionar algunas particularidades que pueden afectar al control. Las válvulas están conectadas por medio de tres bridas, por lo que cuando operan a temperaturas superiores a 250 °C pueden estar sujetas a unos esfuerzos mecánicos considerables, debidos a la distinta dirección en la dilatación de las líneas de proceso. Por otro lado, cuando la aplicación de la válvula es para mezclar dos corrientes, si la diferencia de temperatura entre estas corrientes es superior a 150 °C, se puede ocasionar una situación similar debido a la diferencia de dilatación que se produce.

Por otro lado, para desmontar una válvula de tres vías es necesario que la unidad esté parada, o diseñar un sistema de válvulas de bloqueo y *by pass* como el que aparece en la Figura 18.16. Este sistema de válvulas manuales presenta una cierta complejidad de manejo para el operador, el cual tiene que controlar de forma manual el proceso mientras la válvula se encuentra en reparación. Por otro lado, es necesario disponer de espacio suficiente para el conjunto de todas las válvulas. En la Figura 18.16 se supone que la válvula automática se encuentra fuera de servicio, por lo que se encuentran cerradas las válvulas de bloqueo y abiertas las de *by pass*, con las cuales hay que mantener la temperatura de salida de producto abriendo una de ellas y cerrando la otra para realizar la misma acción que la válvula de tres vías, pero esta vez de forma manual.

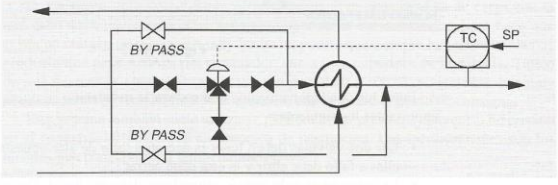


Figura 18.16

A la vista de lo descrito, prácticamente quedan dos ventajas a favor de una válvula de tres vías frente a dos válvulas de dos vías:

- Seguridad en algún tipo de proceso.
- Diferencia de coste económico entre ambas posibilidades.

Con una válvula de tres vías siempre se encuentra abierta el área total de paso de producto, bien a través de uno de los pasos o de ambos simultáneamente. Cuando se utilizan dos válvulas de dos vías existe una remota posibilidad de que ambas válvulas se cierren en caso de producirse averías simultáneas en el sistema de control y las válvulas. En cualquier caso se resuelve colocando una válvula de seguridad adicional en el circuito.

En cuanto al componente económico, no hay que olvidar el bajo coeficiente de flujo de las válvulas de tres vías. A causa de esta característica, las válvulas de dos vías que sustituyen a una de tres vías deben ser de diámetro nominal proporcionalmente más pequeño, estrechando la diferencia de coste.

18.5. Control con válvulas de dos vías

Existen casos en los que por razones técnicas, como el exceso de temperatura, tamaño de la válvula con relación a la línea donde debe estar instalada, facilidad a la hora de ejecutar operaciones de mantenimiento, o por otras causas, en lugar de una válvula de tres vías se instalan dos válvulas de dos vías, tal como muestra la Figura 18.17. Hay que recordar que el conjunto de dos válvulas, igual que la válvula de tres vías, está diseñado para controlar temperatura. El caudal de paso por el circuito debe permanecer invariable, bifurcando parte de éste por una de las válvulas.

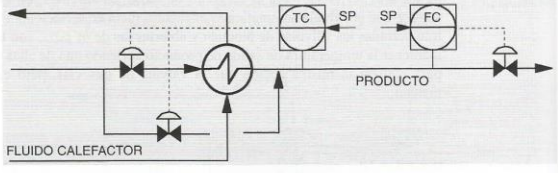


Figura 18.17

Entre los condicionamientos que rodean la instalación se pueden citar como más importantes los siguientes:

- Las dos válvulas deben tener la acción a fallo de aire opuesta, es decir, una de ellas a fallo debe abrir y la otra debe cerrar.
- La característica de ambos obturadores debe ser lineal. De esta forma tienen el mismo comportamiento que una válvula de tres vías en todo su rango de trabajo. Al 50 % ambas estarán en la mitad de recorrido y caudal de paso.
- Tal como se ha dicho en el apartado correspondiente a válvulas de tres vías, la capacidad de una válvula de dos vías del mismo tamaño puede ser entre 1/3 y

1/2 mayor que una de tres vías, dependiendo del modelo. Esto significa que cuando se instalan válvulas de dos vías, el tamaño de éstas es más pequeño, por lo que la diferencia económica disminuye.

- En general, las dos válvulas deben tener el mismo tamaño, aunque el paso de producto que se prevea por el *by pass* sea menor. Si existe una variación en las condiciones del fluido, tal como temperatura o *duty* demandado por el cambiador, pueden existir dificultades en el sistema de control si una de ellas es más pequeña, porque cualquiera de las dos válvulas debe permitir el paso total de caudal. A pesar de todo esto, como la pérdida de carga de la válvula de *by pass* es menor que la correspondiente a la válvula de paso a través del cambiador, se puede hacer una excepción a la norma general utilizando la válvula de *by pass* más pequeña cuando ambas sean de un tamaño que permita esta posibilidad.

18.5.1. Control con una sola válvula en el *by pass*

Hasta aquí, toda la descripción se ha hecho partiendo de la base de utilizar dos válvulas para el control de calentamiento en un cambiador de calor. Existe otro sistema de control, con menor grado de utilización, que solamente emplea una válvula de dos vías situada en la línea de *by pass*, según puede verse en la Figura 18.18.

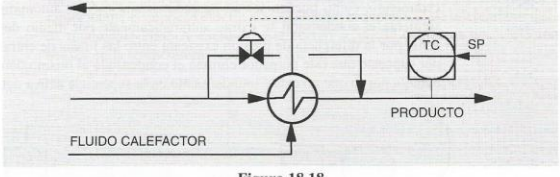


Figura 18.18

Este sistema tiene como principal inconveniente la poca pérdida de carga con la que debe ser calculada la válvula para compensar la del cambiador. Esto hace que exista un margen de regulación muy limitado, puesto que siempre hay una cantidad de producto que pasa a través del cambiador, aún a plena apertura de la válvula. Típico de este sistema de control es que la válvula pasa de 0 a 100 %, y viceversa, con muy poca variación de temperatura en el producto con respecto al punto de consigna.

Este sistema también suele utilizarse para controlar presión o diferencia de presión en el condensador de cabeza en procesos de destilación. Los inconvenientes son los mismos que para controlar temperatura.

18.6. Cambiadores con vapor de agua

El vapor de agua es un fluido calefactor muy utilizado en cambiadores de calor. Cuando el vapor es saturado tiene muy baja resistencia a la transferencia de calor, así

como un alto calor latente de condensación. Por estas razones es un medio excelente para transferir calor. Por el contrario, el vapor de agua recalentado es un medio relativamente pobre para transferir calor, sobre todo si se encuentra lejos del cambio de fase, teniendo por tanto que transferir primero todo el calor sensible.

A la hora de diseñar el sistema de control se puede tomar acción sobre dos puntos del circuito: la entrada de vapor al cambiador y la salida de condensado. A continuación se describen los tres procedimientos que existen para efectuar el control de cambiadores con vapor de agua:

- Válvula de control en la línea de vapor.
- Válvula de control en la línea de condensado.
- Válvulas de control en las líneas de vapor y condensado.

18.6.1. Válvula de control en la línea de vapor

La Figura 18.19 muestra un sistema de control en el que la válvula está situada en la línea de vapor. El cambiador se encuentra lleno de producto y el vapor pasa a través del serpentín. El vapor cede su calor latente de condensación al entrar en contacto con la pared del serpentín, el cual lo transfiere al producto. El condensado de vapor que se va formando cae a la parte inferior del circuito, debiendo ser eliminado por algún procedimiento, como pueden ser un purgador o una válvula automática. En el ejemplo siguiente el condensado se extrae automáticamente por medio de un purgador que actúa por la diferencia de presión existente entre las líneas de entrada y salida. Se da por supuesto que este purgador elimina el condensado al mismo tiempo que se va formando, por lo que no existe inundamiento en la superficie activa del cambiador.

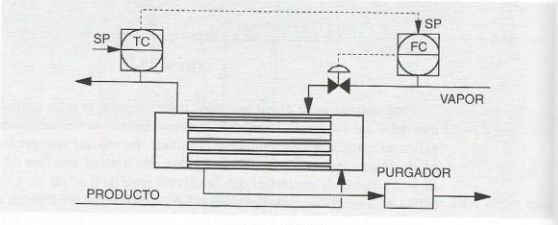


Figura 18.19

En condiciones normales de operación se puede dar alguna de las situaciones siguientes:

- **Aumento en la demanda de calor.** Por ejemplo, ante un aumento en el caudal de producto. La temperatura disminuye haciendo que aumente el punto de consigna del controlador de caudal de vapor y, como consecuencia, abra la válvula

automática hasta conseguir el nuevo equilibrio. El purgador debe ser capaz de desalojar el condensado que se va formando. Un tipo de purgador clásico para esta aplicación es el de boya o flotador con palanca, como el que muestra la Figura 18.20 de forma simplificada.

El condensado llega a través de la entrada «E» y el flotador sube a medida que aumenta el nivel, abriendo la válvula «V» gradualmente. La posición de válvula varía de acuerdo a la cantidad de condensado que se va formando, produciendo una descarga continua a través de la salida «S». La descarga se realiza por la diferencia de presión existente entre las líneas de entrada y salida del purgador.

- **Disminución en la demanda de calor.** Por ejemplo, ante una disminución en el caudal de producto. La temperatura aumenta haciendo que disminuya el punto de consigna del controlador de caudal de vapor y, como consecuencia, cierre la válvula hasta conseguir que se equilibre el balance de energía al nuevo valor. Al haber estrangulado la válvula, la presión y temperatura posteriores a la misma serán más pequeñas. Si la demanda de calor sigue disminuyendo puede llegar un momento en el que la presión sea similar a la que necesita el purgador para desalojar el condensado que se forma, impidiendo su salida. Al no tener salida el condensado aumentará la columna de líquido en la línea, hasta llegar al cambiador e inundarlo parcialmente, produciendo una disminución en el área de intercambio. Esto hace disminuir la temperatura, demandando más caudal de vapor. La apertura de la válvula de vapor hace aumentar la presión desalojando rápidamente el condensado. En este momento, la superficie de intercambio queda totalmente libre. A causa de esta acción se puede ocasionar una variación brusca en la temperatura, haciéndola oscilar.

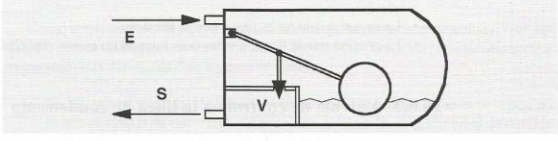


Figura 18.20

Como resumen, las características dinámicas más importantes del sistema de control con la válvula situada en la línea de vapor, son las siguientes:

- El cálculo, así como el funcionamiento del purgador, juega un papel muy importante para el buen funcionamiento del sistema de control.
- El caudal de vapor cambia rápidamente ante variaciones en la válvula de vapor, por lo que el retardo es relativamente bajo cuando existe variación en la demanda de calor al actuar sobre la variable primaria (vapor).
- El controlador tendrá constantes de ajuste similares a las de cualquier controlador de caudal, es decir, ganancia en torno a 1 y tiempo integral inferior a 1 minuto.
- La válvula tendrá un tamaño relativamente grande al estar instalada en la línea de vapor.

El controlador de caudal se puede sustituir por otro de presión utilizando el esquema que aparece en la Figura 18.21. En este caso, el controlador mantiene la presión de vapor en el interior del cambiador, detectando rápidamente los cambios de carga al modificarse la vaporización.

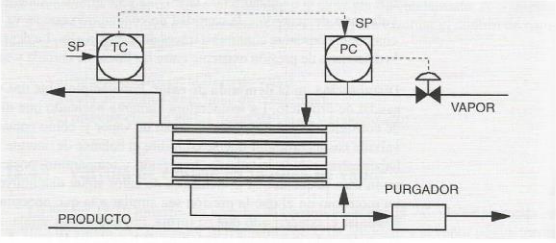


Figura 18.21

Con este sistema de control se efectúa una corrección rápida en el primer momento, reajustando la temperatura al error remanente. En otras palabras, la presión actúa en adelanto y la temperatura actúa como *feedback*. Sin embargo existen una serie de desventajas que desaconsejan esta configuración de control, como son:

- La vaporización no es lineal con la presión.
- La presión puede llegar a valor cero cuando no exista vaporización.

18.6.2. Válvula de control en la línea de condensado

La Figura 18.22 muestra un sistema de control, en el que la válvula está situada en la línea de condensado. En condiciones normales de operación el comportamiento es exactamente igual que cuando la válvula está situada en el vapor, puesto que el haz tubular está en contacto con el vapor, bien por el interior o por el exterior. La válvula automática sustituye al purgador, permaneciendo la medida de caudal en el mismo lugar que el caso anterior, aunque también se puede colocar en la línea de condensado.

Con este procedimiento la presión del vapor no se modifica en el interior del cambiador, consiguiendo la variación en el calor aportado por medio de la inundación parcial del haz tubular del cambiador. De esta forma no se presenta ningún problema a la hora de desalojar el condensado, toda vez que la presión es constante.

El comportamiento del proceso es totalmente distinto cuando aumenta o disminuye la demanda de calor.

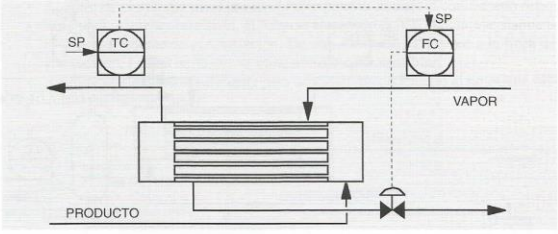


Figura 18.22

- Cuando la demanda de calor disminuye puede llegar a cerrar completamente la válvula antes que se alcance el equilibrio, puesto que en este sentido la respuesta del proceso es muy lenta al tener que formarse condensado para inundar tubos. El ajuste debería ser relativamente lento.
- Cuando la demanda de calor aumenta, la respuesta del proceso es muy rápida, debido a que al abrir la válvula se descarga inmediatamente el condensado. Por otro lado, si por alguna causa, la apertura de válvula impide la formación de condensado, no se aprovechará el calor latente de condensación al estar saliendo vapor a través de la válvula. El ajuste debería ser relativamente rápido.

Como consecuencia de su comportamiento irregular, no es aconsejable utilizar este sistema cuando el control de temperatura es muy crítico. Entre las características dinámicas más importantes de este sistema se tienen:

- La válvula no tiene acción directa sobre la variable primaria que es el vapor, por lo que el caudal de éste viene determinado en función de la cantidad de condensado extraído. El nivel de condensado tarda tiempo en aumentar, dando como resultado un retardo considerable cuando existe una disminución en la demanda de calor.
- El controlador tendrá constantes de ajuste similares a las de cualquier controlador de nivel, es decir, ganancia superior a 1 y tiempo integral de varios minutos.
- Al tratarse de líquido, la válvula tendrá un tamaño relativamente pequeño.

18.6.3. Válvulas de control en las líneas de vapor y condensado

El purgador o la válvula situada en la línea de condensado se pueden eliminar colocando un depósito con válvula automática en su salida bajo control de nivel, según puede verse en la Figura 18.23. Este sistema aprovecha las ventajas de los dos sistemas anteriores.

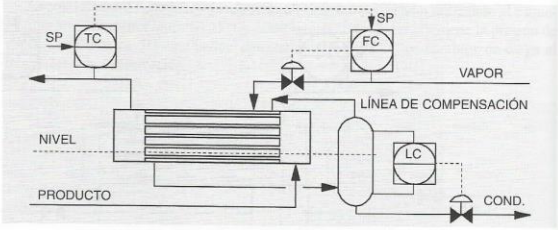


Figura 18.23

Las características más destacables de este sistema son las siguientes:

- Respuesta rápida del proceso al actuar sobre la válvula de control situada en la línea de entrada de vapor.
- El tamaño del cambiador se modifica de hecho, inundando mayor o menor número de tubos en función de donde se fije el punto de consigna del controlador de nivel.
- No se elimina el problema de extracción de condensado porque no siempre se tendrá suficiente presión para desalojarlo. Dependerá de la apertura de válvula de vapor.
- Se eliminan las oscilaciones que produce el purgador.
- El coste de la instalación es relativamente alto.

La Figura 18.24 muestra un sistema de control que elimina prácticamente todas las desventajas mencionadas anteriormente. En este caso están situadas tanto la medida de caudal como la válvula automática en la línea de condensado. En la línea de salida del cambiador se encuentra situado el depósito para recogida de condensado, colocado a la misma altura del cambiador, con un controlador de nivel cuyo rango de operación debe coincidir con la zona de tubos. Las principales características desde el punto de vista de control son las siguientes:

- El controlador de temperatura de salida de producto actúa en cascada sobre el controlador de caudal de condensado.
- Se incluye un selector que selecciona la mínima señal de salida entre los controladores de nivel y caudal de condensado. Normalmente la señal seleccionada es la del controlador de caudal por estar el nivel de condensado por encima del mínimo. Cuando se alcanza el nivel mínimo, la salida de su controlador prevalece sobre la salida del controlador de caudal.
- El punto de consigna del controlador de nivel se fija a un valor en el que todos los tubos se encuentren descubiertos. Esta situación corresponde al máximo poder de calentamiento, es decir, máxima utilización de calor latente de condensación.

- Al alcanzar el mínimo nivel la válvula sólo permite extraer el condensado necesario para mantener este nivel, al haberse alcanzado el máximo aprovechamiento del calor latente de condensación. De esta forma no sale vapor a la línea de condensado, lo cual haría que se utilizara sólo calor sensible.
- Siempre existe presión suficiente para desalojar el condensado al no existir válvula en la línea de vapor.

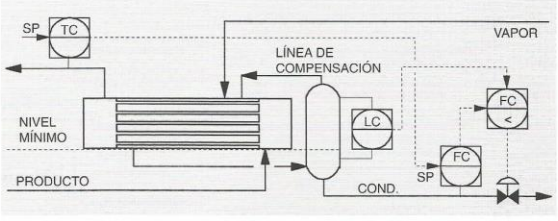


Figura 18.24

Bibliografía

Process heat transfer
Donald Q. Kern
McGraw Hill, Inc

Process control systems. Application, design, adjustment
F. G. Shinskey
McGraw Hill Book Company

Instrument engineers handbook
Bela G. Liptak
Chilton Book Company

Performance of steam heat exchangers
J. Mathur
Chemical Engineering Septiembre 3, 1973

19

Control de calderas para producción de vapor

19.1. Introducción

19.1.1. Proceso básico

Para pasar el agua desde fase líquida a vapor, es necesario añadir calor con el fin de aumentar la temperatura hasta su punto de ebullición. Este calor que eleva la temperatura del agua se conoce como calor sensible. La temperatura de ebullición del agua es de 100 °C a presión atmosférica, aumentando cuando la presión aumenta y viceversa. La temperatura de ebullición del agua se conoce también como temperatura de saturación del vapor producido. Las relaciones entre temperatura de saturación y presión son propiedades termodinámicas fijas del vapor.

Cuando empieza la conversión del agua a vapor, la temperatura se mantiene constante, aunque se siga añadiendo calor. El fluido se encuentra a las condiciones de saturación presión/temperatura durante toda la conversión del agua a vapor. El calor que se añade durante el período de conversión del agua a vapor se conoce como calor latente de vaporización.

La cantidad de calor total suministrado al vapor incluye el calor sensible y el calor latente de vaporización. Generalmente, cuando la presión del vapor saturado aumenta, la cantidad necesaria de calor sensible aumenta y la cantidad de calor latente disminuye.

Añadiendo calor sensible adicional al vapor saturado, aumenta la temperatura por encima de la correspondiente a la de saturación. El vapor que se obtiene por encima de la temperatura de saturación se conoce con el nombre de vapor recalentado. El recalentamiento aumenta la entalpía del vapor, o lo que es igual, su calor total. El recalentamiento también produce la expansión del vapor, aumentando su volumen específico.

19.1.2. Descripción de una caldera de vapor

La Figura 19.1 muestra el diagrama básico de una caldera con economizador en donde pueden distinguirse dos sistemas independientes. Uno de los sistemas está rela-

cionado con el agua y vapor mientras que el otro sistema lo forma el conjunto de combustibles, aire y gases efluentes de la combustión. En el primer sistema se introduce el agua, y después de recibir calor procedente del segundo, se transforma en vapor, abandonando la caldera en forma de vapor de agua.

La combustión resultante del segundo sistema convierte la energía química del combustible en energía calorífica, la cual se transfiere al agua en la zona de radiación. Después los gases efluentes abandonan el hogar pasando a través de tubos de agua situados en una zona donde estos tubos no pueden «ver» la llama, por lo que aquí el calor se transfiere por convección.

Posteriormente los gases efluentes pasan a través de un economizador. En el economizador se transfiere calor al agua de entrada al calderín, enfriando los gases, consiguiendo de esta manera un ahorro de combustible de aproximadamente 1 % por cada 5 °C de aumento en la temperatura del agua.

Otro método de recuperar calor es la utilización de un precalentador de aire de combustión. El aire pasa a través de este cambiador de calor antes de ser mezclado con el combustible, y dado que la temperatura de los gases es superior a la temperatura ambiente, se transfiere una cantidad de calor que reduce las pérdidas de energía. El calor añadido al aire pasa al hogar, reduciendo el combustible necesario en una cantidad igual, en valor calorífico, al que ha sido transferido al aire. Aproximadamente por cada 25 °C que se eleve la temperatura del aire, se ahorra un 1 % de combustible.

Por último queda decir que existen dos tipos generales de calderas, las denominadas *firetube* y las *watertube,* dependiendo de si por los tubos pasan los gases de com-

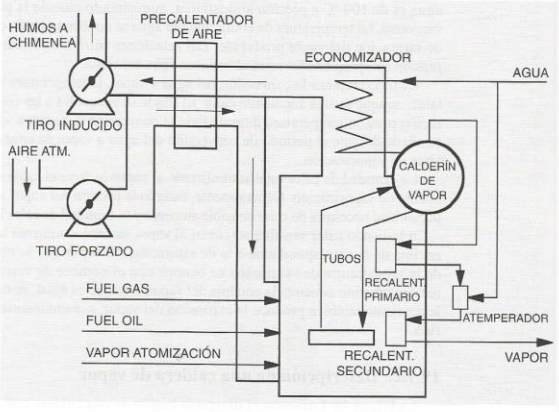


Figura 19.1

bustión o el agua respectivamente. Por otro lado, las calderas pueden ser de alta o baja presión. De aquí en adelante nos vamos a limitar exclusivamente a las calderas de alta presión y de agua circulando a través de los tubos, por ser las más utilizadas en la industria.

19.1.3. Caldera tipo *watertube*

Como su nombre indica, el agua circula dentro de los tubos, los cuales están conectados entre dos o más depósitos cilíndricos. En algunas calderas se reemplaza el depósito inferior por un colector. El depósito superior se denomina calderín de vapor y se mantiene aproximadamente con 50 % de nivel de agua. El depósito inferior se mantiene lleno completamente de agua, siendo el punto más bajo de la caldera. Este depósito se suele conocer con el nombre de *Mud Drum* por recoger los lodos que se forman en el proceso de producción de vapor y que son drenados desde este punto.

La Figura 19.2 muestra el principio de funcionamiento de este tipo de caldera, en el que se ve que calentando los tubos *riser* con los gases de la combustión se produce la circulación del agua y vapor, liberándose éste en el calderín superior. A veces se

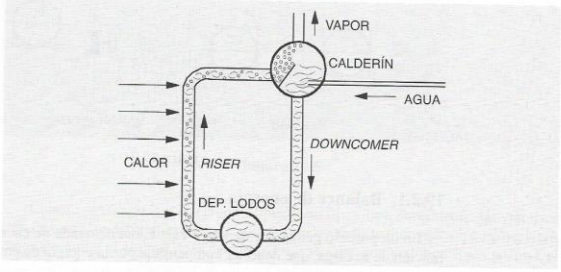


Figura 19.2

interponen unos baffles entre los tubos *riser* y *downcomer* para distribuir el paso de gases entre ambos y mejorar de esta forma el rendimiento energético.

Una vez vistos los aspectos fundamentales de una caldera de vapor podemos pasar a ver los distintos sistemas de control que se llevan a cabo en una caldera. Básicamente existen tres grupos que se pueden denominar como:

- Control de combustión.
- Control del agua de alimentación.
- Control de la temperatura del vapor.

19.2. Control de combustión

El término control de combustión se refiere a la parte del sistema de control de calderas que lleva a cabo las dos funciones básicas siguientes:

- Balance de energía.
- Control del hogar.

Ambas están relacionadas entre sí, puesto que el control del hogar depende del balance de energía. Estas dos partes del control de combustión serán tratadas de forma separada para describir sus diferentes funciones. La Figura 19.3 muestra los elementos necesarios para control básico de combustión de una caldera con dos combustibles, fuel-oil y fuel-gas.

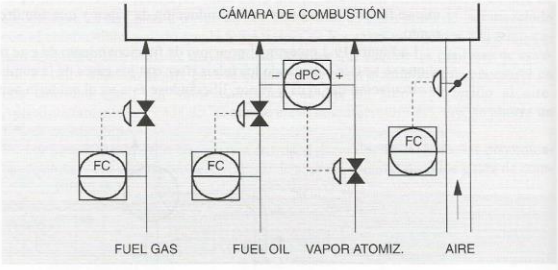


Figura 19.3

19.2.1. Balance de energía

En un proceso generador de vapor existe una demanda de energía de salida, en función de la carga, que debe ser compensada por la energía de entrada suministrada por el combustible. El sistema de balance de energía tiene en cuenta tanto la de entrada como la correspondiente a la salida, manipulando la energía de entrada a través del sistema de control del hogar. El método más simple es el de controlar la

Figura 19.4

presión de vapor manipulando el combustible, tal como aparece en la Figura 19.4. La presión es proporcional a la carga, es decir, la producción de vapor, y representa la energía de salida, mientras que el caudal de combustible representa la energía de entrada.

Cuando los cambios en la demanda de vapor son frecuentes o relativamente rápidos, puede utilizarse un sistema de adelanto, incluyendo la correspondiente compensación dinámica, para evitar perturbaciones, tal como muestra la Figura 19.5. La señal que se puede disponer como indicación de la demanda del proceso, es la medida de caudal de vapor.

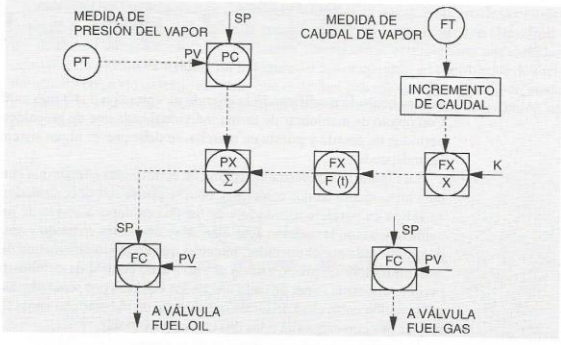


Figura 19.5

Cuando se trabaja con dos combustibles, uno fijo y otro absorbiendo las variaciones de carga, se debe tener cuidado porque puede existir realimentación positiva y por tanto perturbar el control de la caldera. Como se sabe, con realimentación positiva el efecto produce un aumento en la causa. Por ejemplo, la Figura 19.5 muestra un sistema de control de una caldera con dos combustibles, fuel-oil y fuel-gas, en la cual el fuel-gas aporta un caudal constante, y el fuel-oil reajusta el balance de energía. Si aumentamos el punto de consigna del caudal de fuel-gas se produce mayor calentamiento y, como consecuencia, se obtiene un aumento en el vapor producido. El sistema de control de adelanto interpreta el efecto producido por el aumento de energía de entrada (combustible), como si existiese una causa que produjera el aumento en la demanda de vapor, provocando inestabilidad. Por tanto, si en la caldera de este supuesto se utiliza control en adelanto, hay que mover el caudal del combustible fijo lo más lentamente posible, o introducir un sistema de desacoplo entre variables, en muchas ocasiones difícil de ajustar.

A veces existen instalaciones en las que varias calderas están suministrando vapor al mismo colector con un solo controlador «máster» de presión. En este caso la pre-

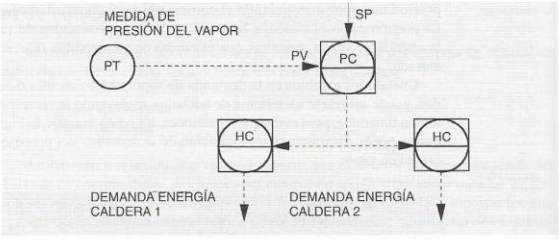


Figura 19.6

sión se controla modificando la energía de entrada a dos o más calderas en paralelo. Con objeto de maniobrar de forma individual cada una de las calderas, sobre todo en períodos de parada y puesta en marcha, se debe prever algún sistema de control que las independice.

La Figura 19.6 muestra el sistema de control más simple que cumple esta función para un conjunto de dos calderas. Como se puede ver, el controlador de presión envía su salida en paralelo a cada una de las dos calderas a través de una estación auto-manual. Cuando la estación auto-manual se encuentra en modo manual, su salida puede ser ajustada por el operador, mientras que en modo automático deja pasar la salida del controlador de presión hacia el sistema de control de combustible. Este sistema permite ajustar la carga de cada una de las calderas por separado, así como combinar la operación entre ellas de forma que una pueda trabajar con carga fija y la otra variable, las dos con carga fija o las dos con carga variable.

La ecuación de este algoritmo es de la forma:

$$Sal = Ent + Bias$$

Modificando el valor de los bías se puede hacer operar cada caldera con una carga diferente, teniendo en cuenta que, para mantener la carga total, debe cumplirse que:

$$Bias\ 2 = (-\ Bias\ 1)$$

19.2.2. Control del hogar

En respuesta a la demanda establecida por el balance de energía, el control del hogar donde se lleva a cabo la combustión debe realizar las siguientes funciones:

- Mantener la energía de entrada al nivel demandado por el balance.
- Mantener la relación aire/combustible.
- Mantener equilibrado el conjunto tiro forzado tiro inducido.
- Mantener la caldera en condiciones de operación seguras.

• Control de la energía de entrada

Con respecto a la energía de entrada, ya se ha descrito anteriormente que ésta depende de la energía de salida, y se manipula por medio del controlador de presión actuando sobre los combustibles utilizados en cada caso en particular.

En la Figura 19.3 se vio el tipo de control a realizar cuando se utiliza un solo combustible. En muchas ocasiones se suelen utilizar varios combustibles, por lo que es necesario tener en cuenta una serie de alternativas desde el punto de vista de control, aunque la utilización de una determinada configuración depende en muchos casos de razones económicas o de operación.

La Figura 19.7 representa un sistema de control en el que se emplean dos combustibles de forma alternativa, es decir, la energía de entrada se manipula con el controlador de caudal seleccionado en modo cascada, mientras que el otro aporta una cantidad constante en modo automático. En la Figura 19.5, por ejemplo, el controlador de fuel-oil actuará en modo cascada mientras que el de fuel-gas sólo puede controlar en modo automático, al tener un punto de consigna cuyo ajuste se realiza por el operador, no por el sistema de control.

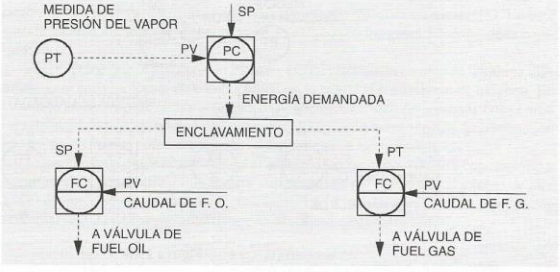


Figura 19.7

En algunos casos se elimina la posibilidad de que ambos combustibles puedan posicionarse en modo de cascada simultáneamente, por medio de un sistema de enclavamiento que actúa de forma que al poner los dos controladores de caudal en modo de cascada los pasa a modo automático. Si no se utiliza el sistema de enclavamiento, ambos combustibles pueden actuar en modo de cascada, con aporte variable en función de la demanda. En este caso el ajuste de parámetros de sintonía de los controladores puede llegar a ser diferente dependiendo de si uno o los dos se encuentran en modo de cascada. Esta situación puede afectar a la estabilidad del control.

La Figura 19.8 muestra otro sistema en el que la energía se aporta por los dos combustibles simultáneamente, aunque manteniendo una relación entre ellos, manipulada por el operador. Si el operador desea que toda la energía sea suministrada por el fuel-

oil, pondrá el valor de relación en 1. De esta forma la señal procedente de la demanda se transmitirá directamente al controlador de fuel-oil. La demanda de fuel-gas, calculada por el sumador, será nula al tener la misma entrada por ambos lados, cambiada de signo. Se da por supuesto que en el algoritmo sumador se efectúa además la compensación de poderes caloríficos de ambos combustibles.

Teniendo en cuenta que la ecuación genérica del sumador es:

$$Sal = K1 * Ent1 - K2 * Ent2$$

al asociar la entrada 1 a la salida del controlador de presión y la entrada 2 a la salida del multiplicador, se pueden fijar los coeficientes de la forma siguiente:

K1 = 1 Para no modificar la demanda de combustible
K2 = Relación de poderes caloríficos FG/FO

Si el operador desea que toda la energía sea suministrada por el fuel-gas, bastará con fijar el valor de relación a 0. Entre ambos valores, 0 y 1, se puede obtener cualquier relación de aporte de energía entre ambos combustibles.

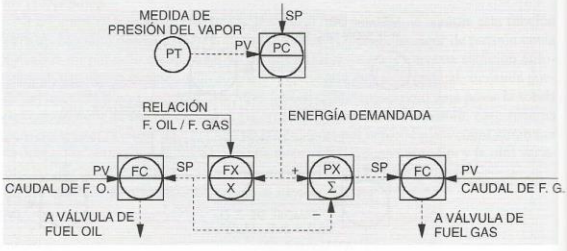


Figura 19.8

• Control de la relación aire/combustible

Hasta aquí no se ha tenido en cuenta el aporte de aire necesario para la combustión, ni por supuesto su control. Desde un punto de vista simple, el sistema de control de aire se reduce a manejar en paralelo los controladores de combustible y aire, tal como aparece en la Figura 19.9.

Con este sistema, a cada cantidad de energía demandada corresponde una cantidad de aire establecida por la relación aire/combustible teniendo la ventaja de ser simple, económico y rápido de respuesta. El principal inconveniente radica en que la relación entre el aire y la energía demandada no es una variable medida, dependiendo de parámetros tales como las características del combustible, variaciones de presión y temperatura del combustible, condiciones atmosféricas, etc. Si estas condiciones no se mantienen constantes, la relación aire/energía óptima variará significativamente. Conviene

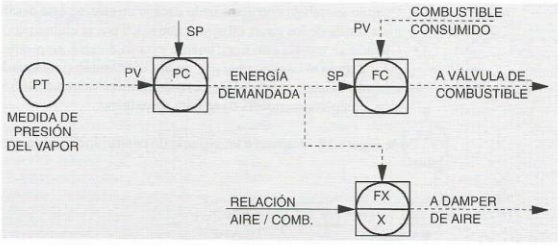


Figura 19.9

mencionar que la salida del controlador de presión representa la energía demandada en unidades de combustible equivalente al aire, por lo que al multiplicar por la relación aire/combustible da como resultado unidades de aire.

La solución óptima de cualquier sistema de control se obtiene cuando la variable a controlar se puede medir, o se puede obtener por procedimientos indirectos. En este caso la medida indirecta será el contenido de oxígeno en los gases efluentes de la combustión.

Recordemos que la combustión estequiométrica se realiza cuando se combina químicamente cada molécula de combustible con la cantidad equivalente de oxígeno. En la práctica este tipo de combustión no se puede realizar debido a causas tales como mezcla incorrecta entre ambos componentes, dilución de los productos de combustión por los gases inertes como nitrógeno, vapor de agua en la atmósfera, etc.

La combustión completa se realiza si se introduce un exceso de aire con respecto a la cantidad de combustible que se está utilizando. Es necesario que el exceso de aire sea el óptimo, tal como aparece en la Figura 19.10, puesto que si no lo es se puede presentar alguna de las situaciones que se describen a continuación:

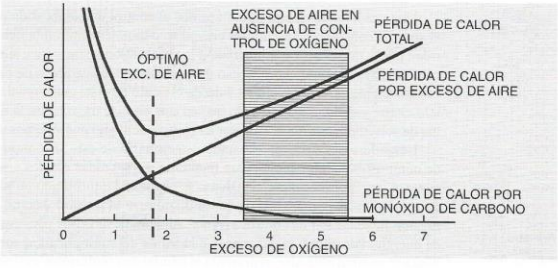


Figura 19.10

- Cuando se trabaja con demasiado exceso de aire, se está desaprovechando energía a través de los gases efluentes que salen por la chimenea.
- Cuando se trabaja con insuficiente exceso de aire, se produce una pérdida de calor debido al combustible que no ha reaccionado (inquemados).
- Cuando existen combustibles inquemados se tiene un cierto riesgo de explosión, como consecuencia de la falta de oxígeno.

En la Figura 19.11 aparece un sistema de control incluyendo el analizador de oxígeno.

Figura 19.11

Con este sistema, el exceso de oxígeno necesario para realizar la combustión total del combustible se fija como punto de consigna del controlador correspondiente, encargándose éste de modificar la relación aire/combustible para mantener constante el exceso de oxígeno. Dado que el control de oxígeno depende a su vez de un analizador, es conveniente incluir un limitador de señal mínima y máxima a la salida de este controlador, con objeto de evitar posibles perturbaciones bruscas ante un fallo del analizador.

• Control antihumo (selectores cruzados)

Una vez llegados a este punto veamos el control de combustión de una caldera por el sistema conocido como límites cruzados, o también antihumo, debido a la particularidad por la que el aire suministrado a la combustión se introduce siempre antes que el combustible, operando con exceso de aire durante los cambios de carga. Este sistema es equivalente al de la Figura 19.9 desde el punto de vista conceptual, al operar en paralelo el aire y el combustible, sólo que en este caso se mejora con la inclusión del sistema de selectores cruzados. Para ver su comportamiento nos valemos de la Figura 19.12.

Consideremos primero el estado estacionario de este sistema. Los controladores de combustible y aire actúan para mantener sus medidas iguales a sus puntos de consigna. Como consecuencia el sistema se encuentra equilibrado entre aporte y demanda. Al aumentar la demanda de vapor disminuye la presión y como el controlador de presión tiene acción de control inversa, aumentará su salida para equilibrar el balance de energía. Por último mencionar que la salida del multiplicador, sobre el que actúa la relación combustible/aire, representa el caudal de combustible equivalente al aire consumido en la combustión.

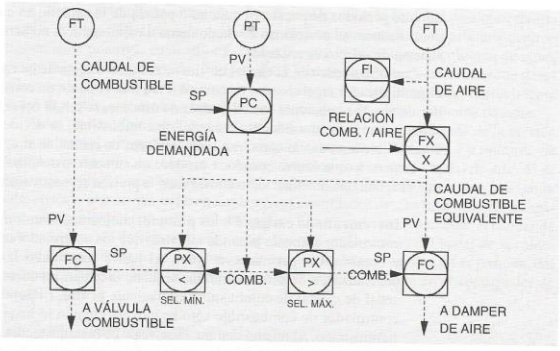


Figura 19.12

Con este sistema no se controla realmente el caudal de aire, sino el de combustible equivalente al aire. Esto es así porque los selectores han de comparar medidas dadas en las mismas unidades de ingeniería, en este caso unidades de caudal de combustible. Por eso se utiliza la relación combustible/aire, para que al multiplicar por el caudal de aire, su salida venga dada en unidades de caudal de combustible equivalente al caudal de aire, el cual sólo puede ser medido en el indicador situado a la salida del transmisor.

La Figura 19.13 muestra un sistema de control similar al anterior, con la diferencia de que en este otro se controla directamente el caudal de aire, muy útil por otra parte

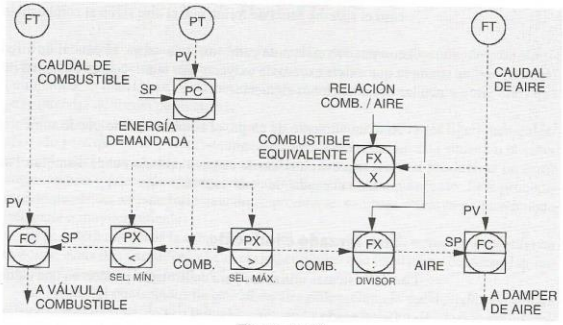


Figura 19.13

durante períodos de puesta en marcha o parada de la caldera, en cuyos períodos los controladores se posicionan en modo manual o automático, no actuando por tanto el sistema de selectores cruzados.

Como se puede ver, el caudal de aire se controla directamente cambiando de lugar el multiplicador en el sistema de control. Para que el punto de consigna del controlador de aire sea coherente con la medida de proceso, la salida del selector de máxima señal, expresada en unidades de caudal de combustible, se divide entre la relación combustible/aire, dando como resultado unidades de caudal de aire.

Veamos lo que ocurre cuando se produce un aumento o disminución de carga, o lo que es igual, una disminución o aumento en la presión respectivamente.

- **Incremento de carga.** En los primeros momentos disminuye la presión y su controlador aumenta la salida mientras que los controladores de caudal de aire y combustible permanecen igual. Al haber aumentado la señal de energía demandada, el selector de mínima señal no la tomará en cuenta y dejará pasar la señal de caudal de combustible equivalente al aire. El punto de consigna del controlador de combustible sólo se moverá cuando lo haga el caudal de aire suministrado. Al mismo tiempo, el selector de máxima tendrá en cuenta la señal de energía demandada, rechazando la del combustible. Por tanto, el punto de consigna del aire seguirá a la demanda de carga. En esta situación actúa el sistema de forma que el combustible sigue al aire.
- **Disminución de carga**. En los primeros momentos aumenta la presión y su controlador disminuye la salida mientras que los controladores de caudal de aire y combustible permanecen igual. Al haber disminuido la señal de energía demandada, el selector de mínima acepta la correspondiente a la demanda, rechazando la del combustible equivalente al aire, por lo que el punto de consigna del combustible se hace igual a la demanda de energía, es decir, disminuye el caudal de combustible. El selector de máxima sigue seleccionando la correspondiente al combustible y sólo se modifica después de haberse modificado éste. En este caso el sistema actúa de forma que el aire sigue al combustible.

Como puede verse, ante cambios en la carga, el caudal de aire actúa siempre de manera que exista exceso de oxígeno. Por tanto, con este sistema de control se obtienen las dos situaciones siguientes:

- Ante un aumento de carga, el combustible no puede aumentar hasta que no ha aumentado el caudal de aire.
- Ante una disminución de carga, el aire no puede disminuir hasta que no ha disminuido el caudal de combustible.

• Tiro forzado e inducido

Los dos sistemas utilizados para controlar la presión en una caldera son:

- Tiro forzado.
- Tiro inducido.

El tiro forzado utiliza una soplante para proporcionar la cantidad de aire necesaria para la combustión. Con esta soplante se crea en los conductos de aire una presión ligeramente positiva, cuyo valor suele estar entre 25 y 50 mm de columna de agua, controlada por el damper de tiro forzado. El tiro inducido permite extraer los gases efluentes y crea una presión negativa en el hogar (vacío), conocida habitualmente como tiro, que suele estar comprendida en el rango de 25 mm de columna de agua.

Antes de describir estas técnicas está bien revisar el comportamiento de la presión en la caldera. La Figura 19.14 es una simplificación de la Figura 19.1 y muestra, de forma esquemática, la relación entre las variables de presión y caudal de aire. Si se aplica control de forma separada a ambas variables, se producirá una interacción entre ellas, puesto que no son independientes. Si el controlador de caudal, por ejemplo, realiza un cambio en la posición del damper de tiro forzado para mantener el caudal de aire necesario, se detectará su efecto rápidamente en la presión del hogar de la caldera. De forma similar, si el controlador de presión realiza un cambio en la posición del damper de tiro inducido, su efecto repercutirá inmediatamente en el controlador de caudal.

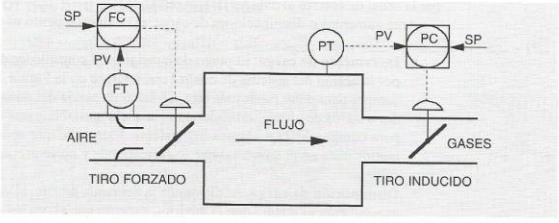


Figura 19.14

Si el ajuste de ambos controladores se realiza de forma independiente para sintonizar la respuesta de cada una de sus respectivas variables, y se ponen ambos en modo automático, la más ligera perturbación iniciará un ciclo de oscilación entre ellos que se mantendrá de forma permanente.

Para mantener la estabilidad, uno de los controladores debe ser ligeramente desajustado para que su respuesta sea más lenta que la del otro. En esta situación el sistema será ahora más estable, aunque su poder de recuperación al producirse un error entre medida y punto de consigna será considerablemente más lento. Este procedimiento puede ser satisfactorio cuando se produzcan cambios de carga de forma poco frecuente o muy lentamente.

Si se quiere mantener la estabilidad, tanto del caudal de aire como de la presión en el hogar, estas dos variables deben ser desacopladas con un sistema de control como el que aparece en la Figura 19.15.

La salida del controlador de caudal de aire proporciona la señal *feedforward* para posicionar el damper de tiro inducido, actuando el controlador de presión como reajuste de la señal de adelanto proporcionada por el controlador de caudal. La salida del

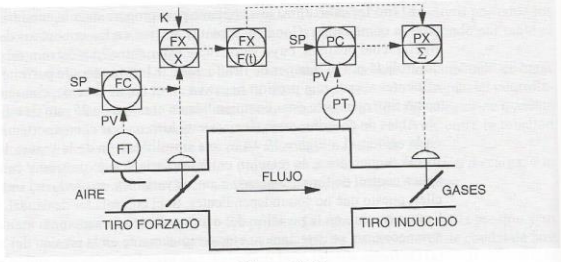


Figura 19.15

controlador de caudal y la salida del controlador de presión se suman para proporcionar la señal de control al damper de tiro inducido.

Ante aumentos o disminuciones de carga, el comportamiento es el siguiente:

- **Incremento de carga.** El punto de consigna del controlador de caudal aumenta por la acción del sistema de control que aparece en la Figura 19.13, abriendo el damper para dejar pasar más aire. La señal de salida del damper llega al sumador a través de un multiplicador con ganancia ajustable y una función de tiempo para compensar la dinámica del sistema. Esto hace que se abra el damper de humos justo en el momento que le corresponde y no se presurice el hogar de la caldera.
- **Disminución de carga.** Al disminuir la demanda de aire, el comportamiento es exactamente el mismo que el anterior, excepto que ahora los dampers de aire y humos tienden a cerrarse.

El sistema se adelanta a los cambios en la presión del hogar que se pueden ocasionar ante cambios en el caudal de aire, realizando la acción correctiva antes de que estos cambios lleguen a ocurrir. La actuación del controlador de presión se limitará al ajuste fino (*feedback trim*) de la posición del damper de tiro inducido. Si los ajustes de ganancia (K) del multiplicador y de la función de tiempo fueran exactos, la presión no se movería ante perturbaciones de carga, cosa que en realidad es prácticamente imposible.

• *Seguridad en la operación*

En toda caldera debe existir siempre un sistema de protección o enclavamiento que garantice la seguridad en la operación de la misma. Normalmente este sistema de seguridad está relacionado directamente con la combustión. A continuación, y de forma simplificada, se describen las acciones más importantes que se deben cumplir antes de encender una caldera.

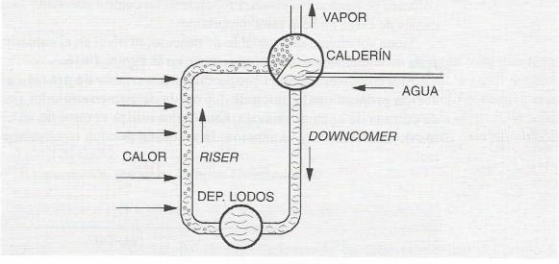
- Es necesario efectuar una purga con aire a un caudal especificado y durante un período de tiempo también prefijado. Esto asegura que no existen combustibles en el hogar que puedan crear una atmósfera explosiva.
- Las válvulas de combustible y dampers de aire estarán en la posición de seguridad que fije la normativa vigente.
- Es necesario que exista agua en el calderín de vapor.
- La presión de combustible debe estar en su valor correcto.

Habitualmente estas condiciones, así como otras, están prefijadas en el sistema de enclavamiento, el cual incluye además detectores de llama y secuencias de arranque y parada de la caldera, así como corte o paro de la caldera en caso de falta de llama o cualquier otra condición insegura.

En este apartado no se dan más detalles acerca del sistema de seguridad porque el capítulo está dedicado a control de calderas, y el *Burner Management System* (BMS), necesita un tratamiento específico.

19.3. Control del agua de alimentación

Veamos el comportamiento del sistema agua-vapor valiéndonos de la Figura 19.2, que se vuelve a representar aquí.



El agua entra al calderín y, después de absorber en los tubos el calor de la combustión, genera el vapor producido por la caldera. En una operación correcta, es necesario que el nivel de agua se mantenga dentro de una banda alrededor del punto de consigna del controlador. Una excesiva disminución en el nivel puede dejar vacíos algunos tubos de la caldera, los cuales serán sometidos a un sobrecalentamiento, mientras que con un aumento excesivo en el nivel se puede llegar a la situación peligrosa en la que salga del calderín agua junto con el vapor producido.

El nivel en el calderín es una medida del volumen de agua contenida en el mismo, aunque existen algunas circunstancias que pueden falsear la medida, como veremos a continuación. Para cada carga de la caldera hay un cierto volumen de agua que se

encuentra ocupado por burbujas de vapor. En los primeros momentos que siguen a un incremento instantáneo de carga, sería de esperar una disminución del nivel en el calderín. Sin embargo se da un proceso interesante de analizar, puesto que disminuye la presión y, como consecuencia, se producen más burbujas, ocasionando un aumento en el volumen de agua, haciendo aumentar el nivel cuando debería disminuir. Este fenómeno se denomina hinchazón o expansión. Por el contrario, ante un aumento de la presión por haber disminuido la carga, el nivel de agua tiende a contraer su volumen, ocasionando el fenómeno de contracción.

Por último, el agua está siempre más fría que el vapor saturado, por lo que parte del vapor producido en los tubos se condensa cuando entra en contacto con el agua en el calderín. Un aumento rápido en el caudal de agua tiende a reducir temporalmente la formación de burbujas en los tubos. Todas estas reacciones tienden a equilibrarse en pocos segundos, pero en los primeros momentos responden en dirección inversa a la correcta.

En base a todo lo anterior, el sistema de control del agua de alimentación necesita responder rápidamente a los cambios de carga para mantener constante la cantidad de agua almacenada.

19.3.1. Control de elemento simple

Este tipo de control se utiliza frecuentemente en calderas pequeñas con un gran volumen de agua almacenada. Proporciona un control adecuado siempre que las variaciones de carga no sean muy importantes.

Tiene solamente una variable de proceso, el nivel en el calderín, para controlar el agua de alimentación, tal como aparece en la Figura 19.16.

El transmisor de nivel proporciona la variable de proceso al controlador con acción proporcional e integral. La salida de este controlador posiciona la válvula de entrada de agua al calderín. Cuando se utiliza control de un elemento, los efectos de contracción y expansión de volumen pueden ocasionar errores en el control.

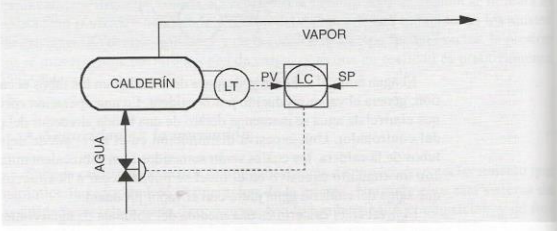


Figura 19.16

19.3.2. Control de dos elementos

Cuando los cambios en la demanda son frecuentes y de gran magnitud, se puede utilizar un sistema de control de dos elementos. Como se puede ver en la Figura 19.17, este sistema utiliza como variables de proceso el caudal de vapor y el nivel en el calderín. Se extrae la raíz cuadrada a la señal procedente del transmisor de caudal de vapor para compatibilizarla con la medida de nivel que es lineal. El caudal de vapor entra al sumador como señal *feedforward* para obtener la posición inicial de la válvula de agua de alimentación.

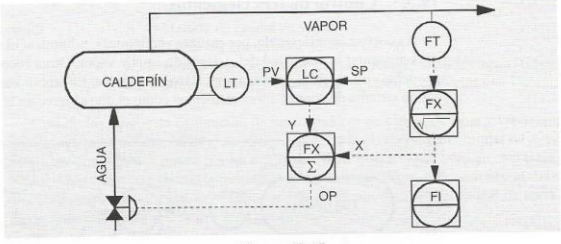


Figura 19.17

El controlador de nivel del calderín reajusta la demanda de agua para mantener dicho nivel en su punto de consigna. Si cambia el caudal de vapor, la señal *feedforward* proporciona un cambio inmediato en el caudal de agua con el fin de mantener fijo el nivel. Si después de estabilizarse el caudal del vapor cambia el nivel, la señal procedente del controlador reajusta la posición de la válvula de agua para restablecer el nivel deseado.

La ecuación que debe cumplir el sumador es:

$$S = X + Y - 50$$

Siendo:
- X = Caudal de vapor expresado en valor porcentual del rango de medida
- Y = Salida del controlador de nivel en valor porcentual
- S = Salida hacia la válvula automática en valor porcentual

El objeto de restar el 50 % en el cálculo es el de mantener la salida del controlador de nivel alrededor del 50 %. Veamos lo que ocurriría sin tener en cuenta este valor. Como se sabe, el caudal másico de vapor debe coincidir con el de agua aportada, por lo que, en estado estacionario, la salida del controlador de nivel debería ser 0 %. En este supuesto, si la demanda de vapor aumentara se produciría una disminución de nivel, aumentando la salida del controlador, y por tanto la apertura de válvula, para aportar más agua. Si, por el contrario, disminuyera la demanda de vapor, se produciría

un aumento de nivel, disminuyendo su salida. En este caso no podría actuar el controlador porque su salida ya se encontraba a 0 %.

Existen calderas en las que se realiza una purga continua de agua para mantener la conductividad o para eliminar lodos. Esta purga suele oscilar alrededor del 2 % del caudal de agua introducido. Este porcentaje de purga debe ser restado al 50 % utilizado en el cálculo anterior, con objeto de mantener la salida del controlador de nivel alrededor del 50 %, y de esta forma disponer de margen de control ante aumentos o disminuciones de carga.

19.3.3. Control de tres elementos

A veces se hace deseable, por razones económicas, minimizar el tamaño del calderín y aumentar la velocidad del sistema de agua y vapor. Otras veces existen calderas pequeñas con cambios de carga importantes y rápidos. En ambos casos se puede utilizar un sistema de control a tres elementos como el que aparece en la Figura 19.18.

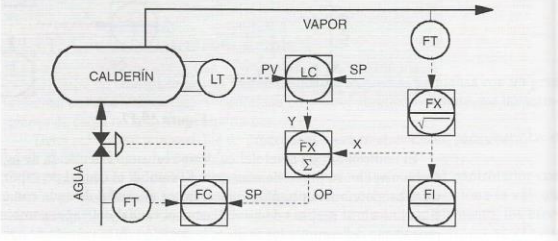


Figura 19.18

Este sistema mantiene la entrada de agua igual a la demanda de vapor, utilizando tres variables de proceso, nivel del calderín, caudal de vapor y caudal de agua de alimentación. Desde el punto de vista de cálculo, el comportamiento del vapor y nivel es exactamente igual al descrito en el sistema de dos elementos. La principal diferencia es que la salida del sumador se envía al punto de consigna del controlador de agua, en lugar de enviarlo a la válvula directamente. Por medio del controlador de caudal de agua se compensan las alteraciones que se producen por falta de repetibilidad de la válvula de control, cuando no se mantienen constantes las variables que afectan al agua de alimentación, fundamentalmente la presión en su propio colector.

La medida de caudal de vapor, la cual representa la demanda de carga, se utiliza como señal de adelanto o *feedforward* para fijar el punto de consigna del controlador de caudal de agua. El controlador de nivel tiene la función de reajustar las variaciones producidas por el sistema *feedforward,* por lo que podría ser configurado como controlador con acción proporcional únicamente. Como se sabe, todo sistema *feedfor-*

ward necesita un reajuste o *feedback* para compensar las diferencias o errores de cálculo producidos por el sistema de adelanto.

A continuación se muestra un ejemplo del cálculo que se efectúa en el sumador para este sistema de control. Se pretende que la salida del controlador de nivel sea del 50 % cuando no exista desequilibrio entre su medida y punto de consigna, para permitir que el controlador de nivel tenga margen de actuación tanto si aumenta como si disminuye la producción de vapor. La ecuación que debe cumplir el sumador, en valores porcentuales de rango, es la siguiente:

$$OP = K1 * X + Y - K2$$

donde:
X = Medida de caudal de vapor
Y = Salida del controlador de nivel (50 %)
K1 = Rango medidor vapor (masa) / Rango medidor agua (masa)
K2 = 50 % – (% Purga continua de agua en el calderín)

Cuando los rangos de calibración de los medidores de caudal de agua y vapor son iguales, el valor del coeficiente *K1* es igual a la unidad. La purga continua de agua puede ser controlada a su vez por un analizador de conductividad, pero en este ejemplo se supone que no existe esta purga con el fin de simplificar. En ocasiones se tiene una purga permanente cuyo valor suele oscilar alrededor del 2 % del caudal de entrada de agua. Los datos necesarios para el cálculo son:

Rango medidor de vapor:	0 a 25 Tm/h
Rango medidor de agua:	0 a 20 Tm/h
Producción de vapor:	15 Tm/h

los valores calculados serán:

$$K1 = 25 / 20 = 1{,}25$$
$$X = 100 * 15 / 25 = 60\ \%$$

como consecuencia, la salida del sumador será:

$$OP = 1{,}25 * 60 + 50 - 50 = 75\ \%$$

que traducida a valores de ingeniería será:

$$\textit{Caudal de agua} = 75 * 20 / 100 = 15\ Tm/h$$

como era de esperar, ya que las 15 Tm/h de vapor requieren una entrada de agua de 15 Tm/h.

Esto significa que en estado estacionario la salida del controlador de nivel será igual al 50 %, teniendo margen de actuación tanto si aumenta la producción de vapor como si disminuye. Si no existiera el parámetro *K2*, cuando la entrada de agua estuviera en equilibrio con la producción de vapor, tanto la salida del controlador de nivel como la salida del sumador serían igual a cero, de forma que ante una disminución en

la producción de vapor el controlador de nivel no tendría margen de actuación para disminuir la entrada de agua. En otras palabras, se realiza una «elevación de cero» en la salida del controlador de nivel por medio del parámetro *K2*.

19.4. Control de la temperatura del vapor

En muchas calderas existen recalentadores de vapor para aumentar su temperatura por encima de la de saturación, la cual se produce en el calderín. En la Figura 19.19 se ve una caldera con dos recalentadores denominados primario y secundario. Entre ambos recalentadores existe un atemperador para disminuir la temperatura del vapor a la salida del primer recalentador.

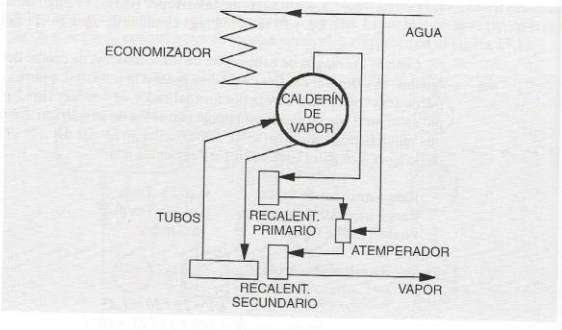


Figura 19.19

El atemperador inyecta agua en la línea de vapor, donde se vaporiza a su vez mezclándose con el vapor recalentado, produciendo el enfriamiento de este último. El grado de enfriamiento depende del uso final del vapor. Aunque existen otras variantes, los sistemas de control que vamos a contemplar son los denominados de elemento simple y dos elementos.

19.4.1. Control de elemento simple

El sistema de control de elemento simple, como el que aparece en la Figura 19.20, se utiliza en calderas que no tienen grandes cambios de carga o lo hacen de forma muy lenta. Este sistema tiene como variable de proceso la temperatura de salida del recalentador secundario, fijando el operador el punto de consigna del controlador. La salida del controlador posiciona la válvula de entrada de agua al atemperador.

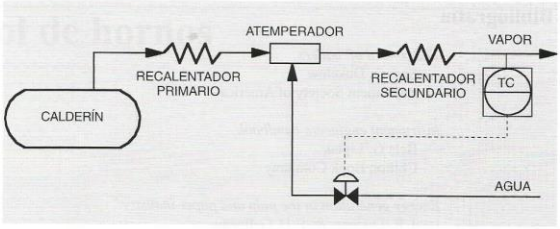


Figura 19.20

19.4.2. Control de dos elementos

Este sistema de control utiliza dos controladores de temperatura en cascada, tal como aparece en la Figura 19.21.

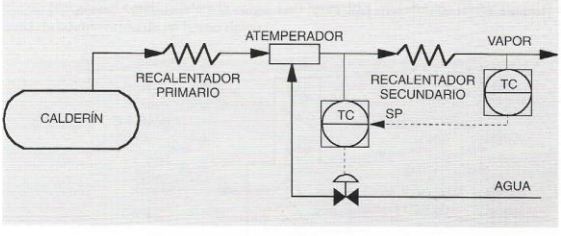


Figura 19.21

La señal de temperatura de salida del recalentador secundario es la variable de proceso del controlador primario, mientras que la señal de temperatura de salida del atemperador es la variable de proceso del controlador secundario de la cascada.

Este último controlador se comporta como *feedforward* al corregir cualquier perturbación que ocurra en el recalentador primario. De esta forma se evita el que la perturbación alcance al recalentador secundario, corrigiéndose más rápidamente. El controlador situado a la salida del recalentador secundario actúa como *feedback* o reajuste del sistema.

Bibliografía

The control of boilers
Sam G. Dukelow
Instrument Society of America

Instrument engineers handbook
Bela G. Liptak
Chilton Book Company

Energy generation in the pulp and paper industry
J. R. Laviene & F. D. Gelineau
The Foxboro Company

Improving boiler efficiency
Bela G. Liptak
Chemical Engineering, Mayo 25, 1987

20

Control de hornos

20.1. Conceptos generales

Con carácter general, un horno es un equipo de proceso destinado a elevar la temperatura de un producto, denominado alimentación o carga, aprovechando el calor de combustión de otro u otros productos denominados combustibles. En otras palabras, un horno es un equipo en el que, de una forma controlada, se efectúa una transferencia de energía del combustible a la carga. La Figura 20.1 muestra, de forma simplificada, la composición de un horno típico.

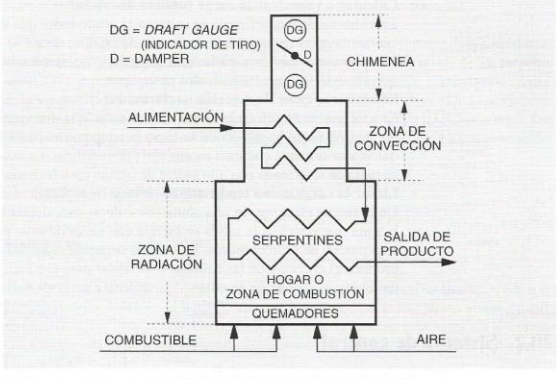


Figura 20.1

Las características más importantes asociadas a este tipo de hornos son las siguientes:

- La carga suele entrar en forma líquida o en dos fases, es decir, líquido y gas.
- El flujo a través de los serpentines se suele realizar en contracorriente a los gases procedentes de la combustión.
- Los serpentines pueden estar colocados de forma horizontal o vertical, dependiendo del tipo de horno.
- Los gases efluentes de la combustión pueden ser arrastrados por medio de tiro natural o del conjunto tiro forzado-tiro inducido.
- Los quemadores se colocan en el fondo, en las paredes o en ambos lugares.
- La zona expuesta a la radiación de la llama se denomina zona radiante.
- La zona situada por encima de la radiante, y que no está expuesta directamente a la radiación, se denomina zona convectiva.
- En la zona convectiva se suelen instalar serpentines de precalentamiento de productos. Este sistema de recuperación de calor es denominado economizador.
- El combustible habitual suele ser fuel-oil, fuel-gas o una combinación de ambos.
- Existen hornos con un paso de producto por cada zona o celda de combustión, mientras que en otros existen varios pasos de producto en una sola celda.

20.1.1. Algunos tipos de hornos

Dentro de la industria del petróleo, los hornos se pueden dividir en varios grupos, según sea su función:

- **Calentar o vaporizar la carga (unidad de crudo)**
  En el horno de una refinería se calienta el crudo hasta que es vaporizado parcialmente antes de entrar a la «columna de crudo», donde se destila en fracciones tales como gasolina, nafta, gasóleo y fuelóleo, quedando un fondo de residuo atmosférico para tratamientos posteriores.
- **Suministrar calor de reacción (reformado)**
  En una unidad de reformado catalítico se mezcla la alimentación con hidrógeno, pasando a un horno donde se eleva la temperatura hasta iniciar la reacción que posteriormente continúa en una serie de reactores. En esta unidad se produce nafta de reformado con alto índice de octano para formular gasolinas.
- **Llevar la carga a una temperatura elevada *(cracking)***
  Un horno de *cracking*, en una unidad de etileno, precalienta la alimentación en la zona convectiva. A la salida se mezcla con vapor de agua para reducir la presión parcial de hidrocarburos. La mezcla pasa a la zona de radiación donde se produce el *cracking* de las cadenas más largas para producir otras más cortas, por ejemplo, obtención de etileno y propileno a partir de naftas.

20.2. Sistema de control

Desde el punto de vista de control, el horno puede dividirse en tres partes perfectamente diferenciadas. Una de ellas está relacionada con el producto a calentar o ali-

mentación, otra con los componentes de la combustión, como son el aire y los combustibles, y la última con la presión o tiro en el hogar. Relacionadas con las tres partes mencionadas, existen aplicaciones de control avanzado como las que se describen a continuación. Como es lógico, dependiendo del tipo de horno hay que desarrollar los sistemas de control más apropiados al mismo. Por esta razón, las aplicaciones de control siguientes son recopilación de las más significativas que pueden desarrollarse en varios tipos de hornos, sin que esto signifique que no existan otras específicas para casos especiales.

- **Controles relacionados con el producto:**
  - Rampa de carga
  - Reparto de carga
  - Balance de pasos
- **Controles relacionados con los combustibles:**
  - Rampa de temperatura
  - Control de combustión
  - Eficacia de la combustión
  - Reparto de aire entre celdas
- **Controles relacionados con la presión o tiro:**
  - Desacoplamiento en hornos con tiro natural
  - Desacoplamiento entre tiro forzado e inducido

Para los *hornos de cracking* existen dos aplicaciones de control específicas como son:

- Control de severidad f (*Coil Outlet Temperature*).
- Control de selectividad f (presión parcial y tiempo de residencia).

La severidad es una medida de la conversión general de alimentación a productos más ligeros, dependiendo fundamentalmente de la temperatura de salida de los serpentines (COT), mientras que la selectividad se refiere al porcentaje de alimentación craquizada y convertida a producto más valioso. La selectividad referida al etileno se favorece por medio de un tiempo de residencia corto y baja presión parcial de hidrocarburo, factores que son función de la relación entre el vapor de agua y la carga a cada serpentín.

20.3. Controles relacionados con el producto

20.3.1. Rampa de carga

Esta es una sencilla aplicación de control cuyo objeto es evitar que se produzcan perturbaciones, tanto en el horno como en el proceso que existe aguas abajo, cuando se modifica la alimentación. Como es lógico, esta aplicación está asociada al controlador de caudal general de alimentación o *máster* de caudal, como puede verse en las Figuras 20.3 y 20.4.

Sin esta aplicación de control, es decir, con el control básico, cada vez que se precise modificar el caudal de alimentación al horno es necesario que el operador vaya

cambiando el punto de consigna al controlador, en pequeños incrementos, hasta conseguir el valor deseado. La operación descrita implica que el operador debe prestar atención a este controlador durante bastante tiempo, puesto que si la operación se realiza de forma rápida se pueden producir perturbaciones importantes en el proceso.

En esta aplicación de control, el operador ha de fijar dos parámetros, el punto de consigna final deseado y otro que proporciona el tamaño de los incrementos a aplicar al punto de consigna del controlador de caudal. El sistema de rampa va modificando el punto de consigna de forma uniforme, hasta llegar al valor deseado de forma incremental. Existen dos procedimientos generales para llevar a cabo el cálculo de los incrementos a aplicar:

- **Fijando la velocidad**. Se asigna el caudal por unidad de tiempo que se debe modificar, por ejemplo, $m^3/h/h$. El tiempo será variable en función del tamaño del salto en escalón.

$$t = \frac{m^3/h}{m^3/h/h} = horas$$

- **Fijando el tiempo máximo.** Se asigna un tiempo en el cual el punto de consigna del controlador de caudal ha de llegar al valor deseado. La velocidad será variable en función del tamaño del salto en escalón.

$$V = \frac{m^3/h}{h} = m^3/h/h$$

El comportamiento de una rampa ascendente puede apreciarse en la Figura 20.2, donde:

$$SP_t = SP_{t-1} + INC$$

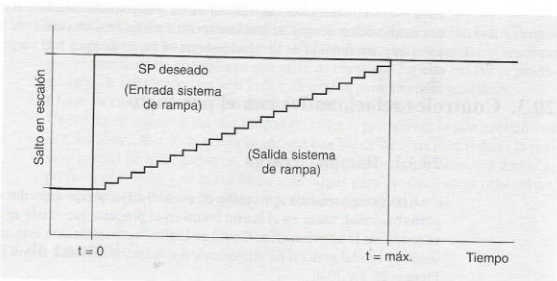


Figura 20.2

El periodo de ejecución suele ser de un minuto entre cambios en el punto de consigna. El valor del incremento dependerá de la velocidad deseada, mientras que el tiempo en alcanzar el nuevo punto de consigna dependerá de los puntos inicial y final deseado. Por ejemplo, se quiere pasar de 60 a 80 m^3/h de carga a una velocidad de 40 $m^3/h/h$ con un periodo de ejecución de la rampa de un minuto. Estos datos dan como tiempo de duración,

$$\frac{80 - 60}{40} = 0{,}5\ horas = 30\ min$$

y como valor de incremento cada minuto,

$$\frac{40}{60} = 0{,}666\ m^3/min$$

por tanto, $60 + 30 * 0{,}666 = 79{,}98\ m^3/h$.

Como puede apreciarse, no siempre el valor deseado como punto de consigna coincide con el valor obtenido por cálculo. Por este motivo se suele utilizar la siguiente protección:

$$SP_t = Mínimo\ valor\ [SP_{final}\ (SP_{t-1} + INC)]$$

de esta forma, el último valor corresponde exactamente con el punto de consigna deseado.

20.3.2. Reparto de carga

En realidad se trata de un sistema de control básico en el que la salida del controlador de caudal total se envía a los puntos de consigna de los controladores individuales de los pasos, de forma que cada punto de consigna será igual al caudal total dividido entre el número de pasos del horno. Este sistema de control tiene por objeto distribuir la carga total al horno entre los distintos pasos del mismo, de forma que cualquier variación sea absorbida a partes iguales por cada uno de ellos. Cuando no existe medidor de caudal total en la línea de alimentación al horno, se puede sustituir esta medida por la suma de los caudales parciales. En la Figura 20.4 el caudal total al horno es la suma de los caudales parciales a cada una de las dos celdas.

El sistema de control se asocia a la aplicación de balance de pasos, que se verá más adelante, de tal forma que esta última produce los desequilibrios en el caudal a cada uno de los pasos, mientras que el reparto de carga aumenta o disminuye el caudal a cada uno de ellos de manera uniforme. Si se parte de una situación de desequilibrio, provocado por el balance de pasos, este desequilibrio será mantenido durante las variaciones de carga.

En la Figura 20.3 aparece este sistema de control para un horno con cuatro pasos, en el cual sólo se ha representado completo el primero de ellos. Como puede verse, cada uno de los controladores de caudal tiene asociado un sumatorio al cual le llega una señal «bias» para ajustar el balance entre pasos, bien de forma manual o automática. En una situación ideal, el valor del bías será cero, es decir, por cada paso atraviesa el 25 % del caudal total. En cualquier caso la suma de todos los bias debe ser cero, a fin de mantener el caudal total deseado.

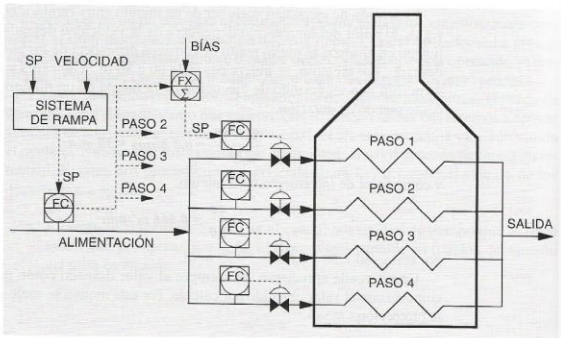


Figura 20.3

Cuando el horno dispone de varias celdas de combustión se puede utilizar otro reparto de carga adicional, asociado a las celdas del horno, para distribuir el caudal total entre ellas. La Figura 20.4 muestra como ejemplo un horno con cuatro pasos, como el anterior, pero con dos celdas de combustión, de forma que cada una de ellas contenga dos pasos.

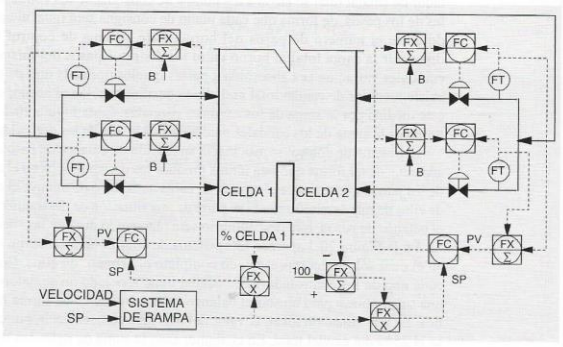


Figura 20.4

Como puede apreciarse, no existe controlador de alimentación general al horno. La salida del sistema de rampa multiplica al porcentaje de carga fijado a una de las celdas, siendo el resultado el punto de consigna del controlador de caudal a esa celda. El punto de consigna de caudal de la otra celda es el resultado de multiplicar la salida del sistema de rampa por la diferencia entre 100 % y el porcentaje asignado a la celda anterior. La medida de cada uno de estos controladores es la suma de caudales a sus dos pasos, siendo a su vez la suma de dichos controladores el caudal de alimentación total al horno, fijado como punto de consigna en el sistema de rampa. A partir del reparto efectuado entre celdas el comportamiento del sistema de control es exactamente igual que el descrito para la Figura 20.3.

20.3.3. Balance de pasos

Como se ha dicho anteriormente, el sistema de control de reparto de carga se complementa con el control de balance de pasos. Este sistema tiene dos funciones fundamentales, como son:

- Mantener el caudal total al horno variando los caudales individuales a los pasos.
- Modificar los caudales de los pasos para que en todos ellos sea igual alguna de las siguientes variables:

  - Temperatura de salida.
  - Diferencia de presión.

Como es lógico, este sistema de control está sujeto a una serie de restricciones, entre las que se pueden citar como más importantes las siguientes:

- Mínimo caudal por paso, para evitar la coquización de ese paso al disminuir la velocidad. La coquización hace que se forme una capa de carbón en la pared interior del tubo, perdiendo eficacia en el intercambio de calor.
- Máxima temperatura en la pared de los tubos.
- Máxima temperatura en zona radiante.

Por último, asociados a esta aplicación de control avanzado, se obtienen principalmente los siguientes beneficios:

- Prolongar la vida de los tubos y el ciclo de trabajo del horno al producirse una coquización uniforme.
- Ahorro de combustible debido al mejor rendimiento térmico del horno.
- Aumento del caudal total de alimentación al horno al estar totalmente equilibrado.
- Estabilidad de la operación.

A continuación se detallan los dos tipos de control de balance de pasos mencionados anteriormente.

• Igualación de temperatura de salida

Este sistema de control es el más tradicional de todos los que realizan balance de pasos. Se parte de la base que existen más pasos que celdas de combustión. El control de combustión mantiene constante la temperatura en el colector general de salida, mientras que el balance de pasos iguala las correspondientes a cada uno de ellos. La Figura 20.5 representa un horno con una celda de combustión y dos pasos, donde puede verse que al controlador de caudal se añade un controlador de temperatura en cada uno de los pasos.

El punto de consigna común a los controladores de temperatura es el valor medio (*average*) entre las medidas de todos ellos, es decir, la temperatura media de los pasos, bien como media aritmética simple o como media ponderada con los caudales de acuerdo a:

$$Tm = \frac{\Sigma\ (Caudales * Temperaturas)}{\Sigma\ (Caudales)}$$

Cuando una temperatura se desvía del valor medio, la salida del controlador modificará el punto de consigna del controlador de caudal correspondiente a ese paso. Esta modificación se realiza a través del bías asociado al controlador de caudal. Como consecuencia de la variación de caudal, la temperatura volverá a igualarse con el valor medio de todas ellas, consiguiendo de esta forma mantener equilibrado el horno.

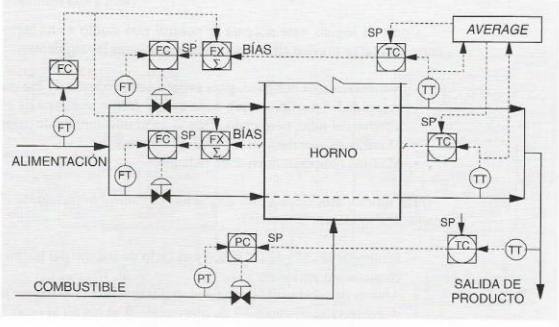


Figura 20.5

Es obvio que si una temperatura se ha desviado de la media se debe a que la otra se ha desviado en sentido contrario. Esto significa que un caudal se ve modificado en

un sentido mientras que el otro lo hace en sentido opuesto, manteniendo constante de esta forma el caudal total. El sistema se puede aplicar a hornos con cualquier número de pasos.

Con este sistema de control, el paso que está menos coquizado admitirá más caudal, consiguiendo, por tanto, una coquización uniforme de todos los pasos. Un paso que se encuentre más coquizado tendrá peor intercambio de calor, siendo necesario reducir su caudal para elevar la temperatura de salida. La reducción de caudal ocurrida en este paso provocará un aumento de los otros para mantener constante el caudal total.

• Igualación de diferencia de presión

A veces existen hornos que disponen de tantas zonas de combustión como pasos, tal como aparece en la Figura 20.6, donde se ha representado un horno con dos celdas de combustión y dos pasos, uno por cada celda. En este caso no es posible realizar el balance de pasos a través de las temperaturas, puesto que éstas se encuentran igualadas por medio de los controles de combustión de las celdas. Para realizar el balance de pasos es necesario recurrir a otro procedimiento alternativo, como puede ser el que se describe en este apartado, basado en la diferencia de presión en los pasos.

La diferencia de presión existente en un paso, entre la entrada y la salida del horno, es una de las variables para determinar el estado de coquización de cada uno de los tubos. Teniendo en cuenta que la presión a la salida de los pasos es la misma, por unirse todos ellos en el colector común, se puede utilizar, a efectos de control, la presión de entrada de cada uno de los pasos como variable para efectuar el balance, en lugar de la diferencia de presión.

La diferencia de presión en cada paso depende de la coquización, siendo:

$$dP_1 = P_{ent1} - P_{sal}$$
$$dP_N = P_{entN} - P_{sal}$$

Como se ha mencionado anteriormente, la presión de salida es común a todos los pasos. Por tanto:

$$dP1 = f\ (P_{ent1})$$
$$dP_N = f\ (P_{entN})$$

Basándose en la presión de entrada se ha desarrollado el sistema de control que aparece en la Figura 20.6. Conceptualmente es igual al de igualación de temperaturas, solo que en este caso se utilizan controladores de presión en lugar de controladores de temperatura. El punto de consigna de cada controlador de presión es el valor medio entre las presiones de los pasos. La salida de estos controladores modifica los puntos de consigna de los controladores de caudal de los pasos correspondientes. Dada la alta constante de tiempo de esta variable, es suficiente con utilizar controladores proporcionales para los reajustes de caudal, puesto que la diferencia de presión suele aumentar de forma muy lenta.

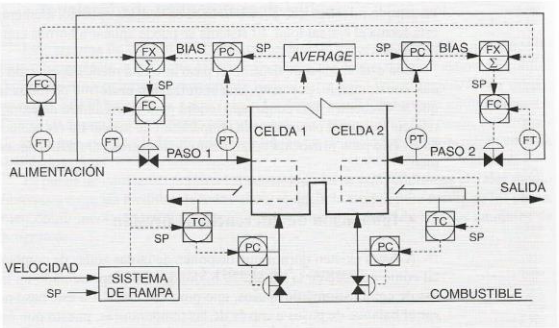


Figura 20.6

20.4. Controles relacionados con los combustibles

20.4.1. Rampa de temperatura

Esta aplicación de control avanzado tiene el mismo objetivo básico que la rampa de carga, es decir, evitar que se produzcan perturbaciones en el proceso. En este caso se pueden presentar dos variantes:

- *El horno solo tiene una celda de combustión*. La rampa actuará, lógicamente, sobre el controlador de temperatura común del horno, como el caso de la Figura 20.5.
- *El horno tiene varias celdas o zonas de combustión*. La rampa actuará sobre todos los controladores simultáneamente, como muestra la Figura 20.6.

Cuando se utiliza este último sistema de control, con varias zonas de combustión, puede ocurrir que el punto de consigna de todos los controladores de temperatura no sea el mismo en el momento de iniciar la actuación en rampa. Para desplazar todas las temperaturas se pueden utilizar dos procedimientos:

- *Acercamiento escalonado al final de la rampa*. Se inicia moviendo todas las temperaturas simultáneamente al principio y dejar de moverlas según vaya alcanzando el valor deseado cada una de ellas, tal como muestra la Figura 20.7.

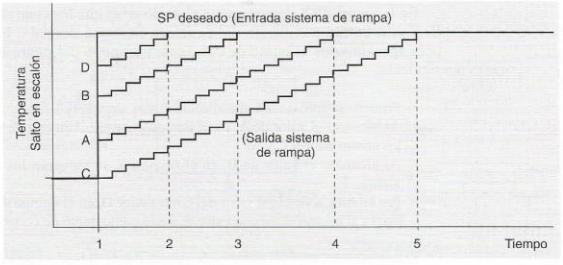


Figura 20.7

- *Acercamiento escalonado al principio de la rampa.* Se inicia moviendo la temperatura más alejada del valor final deseado hasta que se alcanza la siguiente y así sucesivamente. Con este sistema todas las temperaturas alcanzan simultáneamente el valor deseado, como aparece en la Figura 20.8.

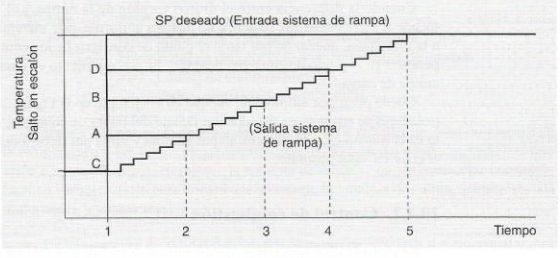


Figura 20.8

Si el desequilibrio inicial entre las temperaturas es pequeño, cualquiera de los dos procedimientos tiene el mismo efecto. Sin embargo, si el desequilibrio es importante se produce menos perturbación en el horno con el segundo procedimiento, puesto que empieza a mover una sola temperatura al inicio de la rampa.

Por otro lado hay que tener en cuenta que el valor final de temperatura deseado se puede encontrar entre los valores máximo y mínimo de los valores existentes en el momento de iniciar el sistema de rampa. Por esta razón, la desviación entre el valor real y el punto de consigna deseado se ha de calcular en valor absoluto.

En la Figura 20.8 se muestra un ejemplo en el que los controladores A, B, C y D se encuentran por debajo del punto de consigna deseado. El procedimiento para aproximarlos al punto de consigna, partiendo del punto o tiempo 1, es el siguiente:

- Primero se aproximará el controlador más alejado (C).
- Al alcanzar el valor de A, en el tiempo 2, se aproximarán de forma simultánea los controladores C y A.
- Al alcanzar el valor de B, en el tiempo 3, se moverán los tres simultáneamente.
- Por último, al llegar al valor del controlador D, en el tiempo 4, todos se aproximarán al mismo tiempo al valor deseado como punto de consigna.

El comportamiento del sistema de rampa, desde el inicio hasta el tiempo 4, tiene las siguientes particularidades:

- Se efectúa una aproximación lineal a intervalos de tiempo periódicos, por ejemplo, 1 minuto.
- Primero se aproxima el punto más lejano, hasta que al final todos ellos se mueven simultáneamente.
- La velocidad utilizada se mide en °C/h.

Cuando la diferencia entre el último escalón de la rampa y el valor deseado, es menor al incremento que se aplica de manera uniforme, este incremento se hace igual a la diferencia, quedando por tanto el punto de consigna de los controladores de temperatura en el punto de consigna deseado. El procedimiento es igual al descrito en la rampa de carga.

Queda decir por último que, aunque en el ejemplo de la Figura 20.8 todos los controladores se encuentran situados por debajo del punto de consigna, el comportamiento es el mismo cuando unos están por encima y otros por debajo del mismo, al medir el error en valor absoluto.

20.4.2. Control de combustión

El control de combustión de un horno se puede considerar realmente como un control de balance de energía. En este balance, la demanda corresponde al *duty* necesario en el horno para elevar la temperatura de la carga desde la que tiene a la entrada, hasta la deseada en la salida. La energía aportada corresponde a la que desprende el combustible utilizado al realizar su combustión junto con el aire.

La temperatura de salida se controla para compensar los cambios en las condiciones termodinámicas, tanto del producto como del combustible. Como puede deducirse fácilmente, el control de combustión es un sistema en el que las condiciones del producto a la entrada al horno, así como las condiciones del combustible, actúan como *feedforward,* mientras que la temperatura de salida actúa como *feedback,* tal como aparece en la Figura 20.9.

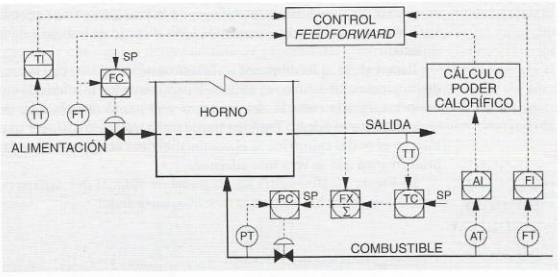


Figura 20.9

Matemáticamente y suponiendo que no existen pérdidas, el balance queda establecido de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$Fa * (H_{Ts} - H_{Te}) = Fc * Pc$$

Siendo: Fa = Caudal de alimentación o carga
H_{Ts} = Entalpía del producto a la temperatura de salida
H_{Te} = Entalpía del producto a la temperatura de entrada
Fc = Caudal de combustible
Pc = Poder calorífico del combustible

A efectos de control, la entalpía de entrada se debe calcular en línea en función de la temperatura y del factor de caracterización de Watson del producto, toda vez que actúa como adelanto, mientras que la entalpía de salida se puede considerar constante. Existen varias razones para considerar constante la entalpía de salida, siendo las más importantes las siguientes:

- La temperatura de salida corresponde al punto de consigna del controlador, por lo que permanece constante a efectos de control.
- El producto se encuentra parcialmente vaporizado. Por esta causa es difícil calcular en línea su entalpía, puesto que el porcentaje de vaporizado puede variar.

Como puede verse en la Figura 20.9, la cascada básica de control se realiza entre los controladores de temperatura y presión, en lugar de actuar sobre el caudal de combustible. La principal ventaja de este sistema está en que durante las puestas en marcha y paradas es más fácil controlar la presión que el caudal neto de combustible aportado, sobre todo si éste es fuel-oil y existe una línea de entrada y otra de retorno. De otro lado, cuando el número de quemadores en servicio varía dentro de un margen relativamente amplio, la limitada rangeabilidad del medidor de caudal hace que

su uso no sea muy adecuado. A favor de la presión se tiene además que ésta es una variable más estable que el caudal en todo el rango de trabajo y de más fácil mantenimiento.

Para realizar el feedforward o adelanto ante variaciones en las condiciones del producto y del combustible, se utilizan básicamente las medidas de caudal de ambos, la temperatura a la entrada del producto y el punto de consigna del controlador de temperatura a la salida. También puede utilizarse un analizador que detecte los cambios en el poder calorífico si el combustible es fuel-gas, aunque éste tiene su propia problemática que se verá más adelante.

La Figura 20.10 muestra un diagrama de bloques del sistema de control de combustión con todos los elementos descritos hasta ahora.

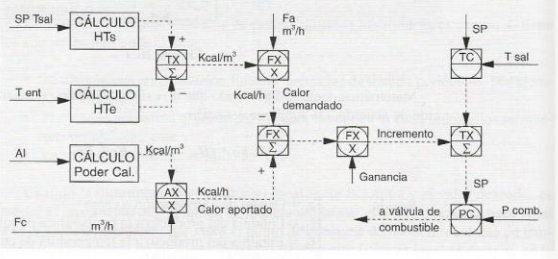


Figura 20.10

En este punto hay que decir que existen métodos de cálculo en los que en lugar de utilizar la diferencia de entalpías del producto tratan el horno como un cambiador de calor, utilizando la siguiente ecuación para cálculo del calor demandado:

$$Qa = Fa * Cp * (Ts - Te)$$

Donde:

Qa = Calor demandado por la carga
Fa = Caudal de alimentación o carga
Cp = Calor específico del producto
Ts = Temperatura de salida
Te = Temperatura de entrada

El principal inconveniente de este sistema radica en que el producto entra al horno habitualmente en forma de líquido, y lo abandona parcialmente vaporizado, por lo que el calor específico no es una buena constante para utilizar en el cálculo.

Existe otro procedimiento en el que solo se utiliza como elemento *feedforward* el cálculo del calor demandado, tal como aparece en la Figura 20.11. Teniendo en cuenta que el valor a sumar a la salida del controlador de temperatura se calcula de

forma incremental entre dos ejecuciones de cálculo consecutivas, no es necesario tener en cuenta el valor del calor aportado, puesto que éste depende del valor del punto de consigna o de la variable de proceso del controlador de combustible. El caudal de combustible se modifica siempre después de haber movido la válvula el controlador de presión, por lo que se puede considerar que no tiene valor de adelanto a efectos de control. Debido a este último concepto, el cálculo del calor aportado actúa realmente como reajuste para equilibrar el valor del calor demandado cuando se utilizan ambos.

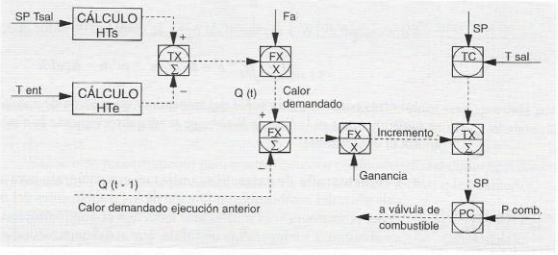


Figura 20.11

Entre las ventajas de este sistema se pueden considerar las siguientes:

- Se elimina la necesidad de medir el caudal de combustible. En muchas ocasiones es un problema medirlo, sobre todo si es fuel-oil, por la dificultad que implica esta medida. Si el factor de servicio de los medidores es muy bajo, la aplicación de control avanzado estará demasiado tiempo fuera de servicio.
- Las temperaturas utilizadas para cálculo del calor demandado tienen un factor de servicio prácticamente del 100 %. Por tanto, la aplicación de control puede estar siempre activada.

• Medida del poder calorífico

En muchos casos se utiliza fuel-gas como combustible, por lo que hay que tener en cuenta que este gas puede estar sujeto a variaciones en su poder calorífico al tratarse de un gas residual. A primera vista parece claro que es necesario utilizar un analizador para medir su poder calorífico. El problema que se presenta es la selección de este analizador y sobre todo la variable a medir. A continuación se exponen tres alternativas para obtener el poder calorífico del combustible.

- **Medir la densidad.** Válido cuando el gas es de una composición relativamente constante. Lo que ocurre es que si en el fuel-gas utilizado existen componentes

inertes en proporción variable, como nitrógeno, la densidad no es una buena indicación del poder calorífico.

- **Medir el Índice de Wobbe.** En ocasiones se ha utilizado un analizador que mide el IW. Este índice fue introducido por G. Wobbe en 1926 y depende del poder calorífico y la densidad relativa del gas respecto al aire, es decir:

$$IW = \frac{Poder\ calorífico}{\sqrt{Densidad\ relativa}} = \frac{Pc}{\sqrt{D\ R}} = Kcal/m^3$$

Conociendo el IW y el caudal de paso, la cantidad de calor aportado será igual a:

$$Q = IW * F = Kcal/m^3 * m^3/h = Kcal/h$$

En otras palabras, si la señal del transmisor de medida de caudal de combustible, se multiplica por el Índice de Wobbe se tendrá directamente la cantidad de calor que aporta el combustible.

- **Cromatografía de gases.** Si se utiliza un cromatógrafo para averiguar el poder calorífico del combustible en función de los componentes del mismo, la respuesta del cromatógrafo es mucho más lenta que el propio proceso de calentamiento en el horno. La temperatura de salida, que actúa como sistema de reajuste, tarda menos en reaccionar ante un cambio en el poder calorífico que el propio sistema de adelanto o *feedforward* que se pretende incorporar con el analizador.

A la vista de todo lo expuesto anteriormente se puede llegar a la conclusión que antes de instalar un analizador hay que sopesar los pros y contras del mismo, y sólo instalarlo en caso que sea justificable técnica y económicamente.

• Utilización de dos combustibles

Cuando se utilizan dos combustibles, como fuel-oil y fuel-gas, es necesario a veces realizar una lógica de enclavamiento entre ambos para que el sistema permanezca estable. El método más simple consiste en impedir por algún medio que ambos combustibles se puedan posicionar simultáneamente en modo cascada con el controlador de temperatura de salida del horno. Por ejemplo, si el controlador de presión de fuel-oil se encuentra en modo cascada y se pasa el controlador de presión de fuel-gas también a modo cascada, ambos cambian a modo automático.

Con este sistema la señal procedente del controlador de temperatura sólo actuará sobre uno de los combustibles para absorber las variaciones en el calor demandado, mientras el otro combustible aportará una cantidad constante, al estar fijo su punto de consigna.

El sistema puede ser optimizado maximizando o minimizando el consumo del combustible que se mantiene fijo. Por ejemplo, si por tratarse de un gas residual, el fuel-gas es más barato que el fuel-oil, se puede desarrollar un sistema que periódicamente compruebe la presión en el colector y, en función de ésta, aumentar o disminuir el consumo de fuel-gas, como aparece en la Figura 20.12. Lógicamente la maximiza-

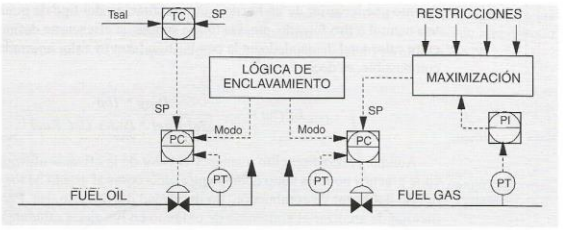


Figura 20.12

ción estará sujeta a ciertos límites o restricciones. El resto de calor será aportado por el fuel-oil por medio de la cascada con el controlador de temperatura y el sistema *feedforward.*

Existe otro procedimiento para control con dos combustibles, tal como aparece en la Figura 20.13, aunque más complicado y no siempre más efectivo que el anterior.

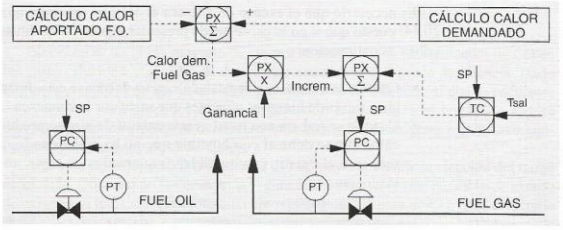


Figura 20.13

El calor demandado por el horno se calcula exactamente igual que se mencionó en la Figura 20.10. El cálculo del calor aportado por el fuel-oil es simple, puesto que su poder calorífico no suele oscilar y puede tomarse como constante a efectos de control. El calor aportado por el fuel-gas será, por tanto, la diferencia entre el demandado por el horno y el aportado por el fuel-oil. El controlador de temperatura actúa como *feedback* de todo el sistema, en donde el resto de cálculos actúan como *feedforward.*

20.4.3. Eficacia de la combustión

Este sistema de control tiene por objeto minimizar el consumo de combustible y, como consecuencia, maximizar la eficacia, operando con el exceso de aire óptimo. El

óptimo puede variar de un horno a otro en función del tipo de quemadores, si existe tiro natural o tiro forzado, etc. De forma simple, la eficacia se define como la relación entre calor total demandado en la combustión (*duty*) y calor aportado o liberado por el combustible, es decir:

$$Ef\,(\%) = \frac{Duty * 100}{Caudal\ Fuel * Poder\ Cal.\ Fuel}$$

Aunque parezca sencillo mantener el valor de la eficacia utilizando esta ecuación, en la práctica no lo es tanto debido entre otras cosas al estado de los quemadores, geometría del hogar de combustión, no linealidad del proceso, etc. Por ello se recurre al método de analizar el contenido de oxígeno en los gases efluentes para controlar la eficacia de la combustión.

Como se sabe, la combustión estequiométrica se realiza cuando se combina químicamente cada molécula de combustible con la cantidad equivalente de oxígeno. En la práctica este tipo de combustión no se puede realizar debido a causas tales como mezcla incorrecta entre ambos componentes, dilución de los productos de combustión por los gases inertes como nitrógeno, vapor de agua en la atmósfera, etc. La combustión completa se realiza introduciendo exceso de aire con respecto a la cantidad necesaria para la combustión estequiométrica.

Es necesario que el exceso de aire sea el óptimo, tal como aparece en la Figura 20.14, puesto que si no lo es, se puede presentar alguna de las situaciones que se describen a continuación:

- Cuando se trabaja con demasiado exceso de aire se está desaprovechando energía a través de los gases efluentes que salen por la chimenea.
- Cuando se trabaja con insuficiente exceso de aire se produce una pérdida de calor que se debe al combustible que no ha reaccionado, añadiéndose además que al existir combustibles inquemados se tiene un cierto riesgo de explosión.

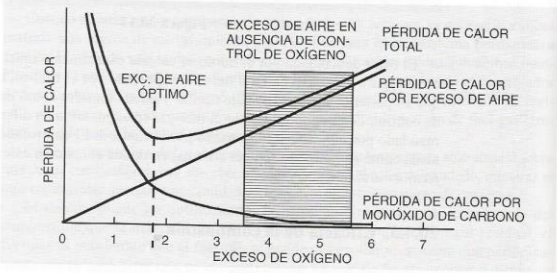


Figura 20.14

La Figura 20.15 «A» es un gráfico que muestra la relación entre oxígeno en los gases efluentes y exceso de aire. Normalmente los valores de exceso de aire estarán en torno al 15 %, o lo que es igual, con exceso de oxígeno en torno a 2.5 %.

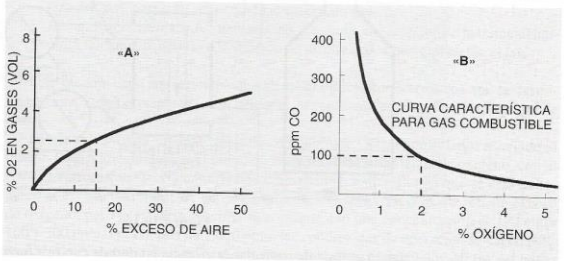


Figura 20.15

Para obtener un grado más alto de control se puede añadir un analizador de CO en los gases efluentes, con el fin de determinar exactamente el grado de eficacia. Dado que en la atmósfera no existe una cantidad apreciable de CO, todo el que se encuentre en el análisis será procedente de la combustión realizada en el hogar. La Figura 20.15B muestra un gráfico de la relación entre contenido de oxígeno y CO a unas condiciones determinadas de combustión.

A la hora de instalar un analizador de CO es muy importante la elección del rango de medida. Observando la curva de la Figura 20.15 «B» se ve que para 2 % de exceso de oxígeno se tiene una concentración aproximada de 100 ppm de CO. Si el contenido de CO aumenta se debe a que existen gases inquemados que, como se ha mencionado anteriormente, pueden llegar a los límites de explosividad.

Una vez vistos los conceptos básicos asociados al control de eficacia, se puede pasar a ver algunas de las formas de realizar este control.

• Hornos con tiro forzado

De forma simplificada, la Figura 20.16 muestra un horno típico con tiro forzado e inducido. La soplante de tiro forzado aspira aire de la atmósfera y lo introduce al horno por medio de un conducto que atraviesa un intercambiador donde se precalienta con los humos procedentes de la combustión. La soplante de tiro inducido aspira humos procedentes de la combustión y los envía a la chimenea.

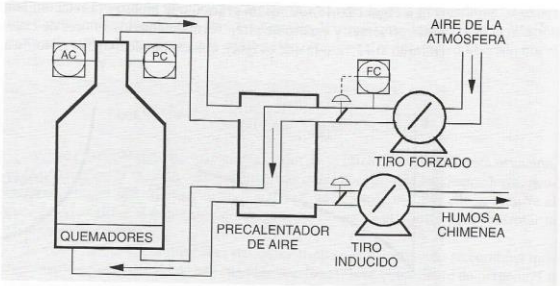


Figura 20.16

Cuando se trata de controlar la eficacia en hornos con tiro forzado existen varias posibilidades, aunque se puede decir que la más utilizada es la de reajustar la relación aire/combustible, tal como aparece en la Figura 20.17.

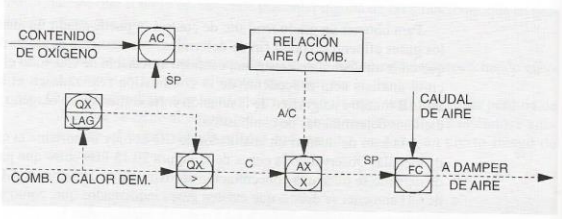


Figura 20.17

Por medio de este sistema de control se mantiene una relación fija entre el combustible y el aire, de tal forma que las variaciones en la demanda de combustible se transmiten al controlador de aire por medio de la relación mencionada. Como opción se puede utilizar el cálculo del calor demandado en lugar del valor del combustible. Realmente el calor demandado tiene un valor de adelanto superior al combustible, puesto que este último es consecuencia del primero.

Cuando se producen variaciones en las condiciones de la carga o en las características del combustible también varía el contenido de oxígeno, dando como resultado el reajuste de la relación a un nuevo valor para controlar el contenido de oxígeno deseado.

En la Figura 20.17 se ha introducido una función *lag* y un selector de máxima señal que tienen por objeto trabajar siempre con exceso de oxígeno ante perturbacio-

nes en el calor o el combustible demandado. Este conjunto tiene el funcionamiento siguiente:

- *Aumenta el combustible demandado.* La salida del selector de máxima aumentará instantáneamente, aumentado el caudal de aire.
- *Disminuye el combustible demandado.* La salida del selector de máxima disminuirá lentamente debido a la función de primer orden que representa el *lag.*

Este sistema hace una función equivalente al de selectores cruzados que se describe en el capítulo correspondiente a calderas, el cual también es válido para control de hornos.

En caso de utilizar un analizador de contenido de CO, el controlador asociado al mismo tendrá que modificar el punto de consigna del controlador de oxígeno, con el fin de mantener una cierta cantidad de inquemados. Esto indicará que se está trabajando al exceso óptimo de oxígeno. El valor de CO será cero si existe mucho exceso de oxígeno, pero la eficacia máxima se consigue con una concentración de CO entre 100 y 200 ppm. Por encima de 1.000 ppm, las condiciones de operación se hacen peligrosas, al ser síntoma de que existen demasiados gases inquemados dentro del hogar de combustión, con el consiguiente riesgo de explosión si se acumulan en algún punto dentro del horno.

• Hornos con tiro natural

La Figura 20.18 muestra un horno típico a tiro natural. Dispone de un damper en la chimenea para mantener la presión (vacío) en el interior del horno. El aire pasa a los quemadores por medio de la convección natural que produce el tiro de la chimenea, medido con indicadores de tiro (draft gauge).

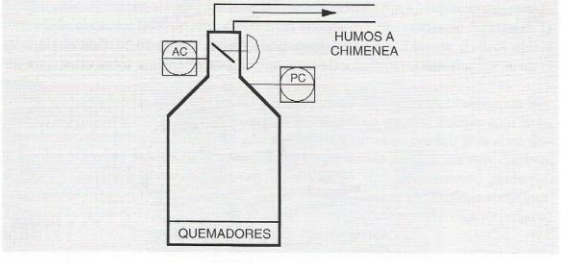


Figura 20.18

Cuando se trata de hornos con tiro natural no existe medida de caudal de aire, por lo que básicamente sólo se puede utilizar alguno de los sistemas siguientes:

- Cascada entre contenido de oxígeno y presión del hogar.
- Selección entre contenido de oxígeno y presión del hogar.

Ambos sistemas pueden considerarse como desacoplamiento entre el contenido de oxígeno y la presión en el hogar del horno.

El primer sistema aparece en la Figura 20.19 y tiene como principal ventaja la de mantener estabilidad, debido a que tiene controlada la presión (vacío) dentro del hogar. Por tanto, no existen diferencias apreciables en el tiro por la chimenea. Como consecuencia el caudal de paso de aire a través de los quemadores se modifica de forma muy lenta.

La función del tiempo *lag* y el selector de máxima señal están destinados a que, en caso de producirse un incremento en la demanda de aire, o lo que es igual, una disminución en el contenido de oxígeno, el damper abra a la velocidad normal en función de los ajustes del controlador de oxígeno, mientras que si se produce una disminución en la demanda de aire, el damper cierre a una velocidad más lenta. De esta forma se añade una mayor estabilidad ante cambios en la demanda.

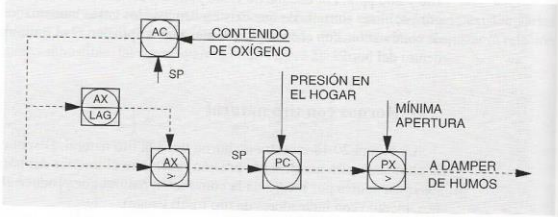


Figura 20.19

El segundo sistema aparece en la Figura 20.20. Con este tipo de control, la salida del controlador de oxígeno actúa directamente sobre el selector de señal de salida al

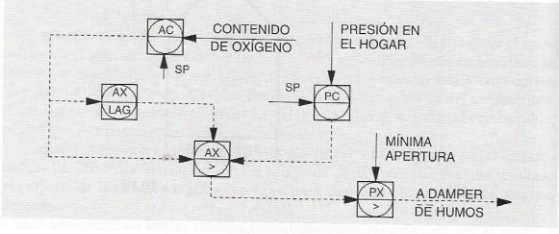


Figura 20.20

damper. El controlador de presión tiene un punto de consigna mayor al valor normal de operación, por lo que sólo actúa cuando vaya cerrando el damper y, como consecuencia, aumente la presión. En otras palabras, la presión oscila libremente y el controlador de presión se comporta como protección. La función del tiempo y el selector tienen el mismo cometido que en el caso anterior. Este sistema tiene menos estabilidad porque la presión es variable al modificar directamente el controlador de oxígeno el caudal de aire a los quemadores.

En cualquiera de los dos casos expuestos es conveniente limitar la salida del controlador de oxígeno para evitar que se produzcan acciones indeseables ante un fallo del mismo. También conviene limitar la salida final al damper para impedir que se cierre totalmente.

20.4.4 Reparto de aire entre celdas

Esta aplicación se desarrolla para hornos con tiro forzado y varias zonas o celdas de combustión. Por medio del sistema de control que aparece en la Figura 20.17 se controla el aire general al horno, pero si éste se divide en varios pasos, tal como aparece en la Figura 20.21, será necesario controlar cada uno de ellos de forma independiente para mantener equilibrado el exceso de aire.

Desde un punto de vista teórico, el mejor procedimiento para llevar a cabo el reparto de aire se basa en instalar un analizador de oxígeno en cada celda. En la práctica es difícil instalar varios analizadores debido a la propia geometría constructiva del horno. Por otro lado, dentro del horno existen caminos preferenciales de los gases efluentes que dificultan la medida correcta del contenido de oxígeno. Por tal razón sólo suele existir un analizador de oxígeno instalado en la chimenea común a todas las celdas de combustión, como aparece en la Figura 20.21, el cual representa el exceso de oxígeno medio de todo el horno.

Al existir un solo analizador es necesario recurrir a otros procedimientos para llevar a cabo el reparto de aire entre las diferentes celdas. Por ejemplo, manteniendo controlado el caudal total de aire, efectuando el reparto entre celdas en función de la caída de presión en cada uno de los conductos. Estos sistemas de control deben tener un periodo de ejecución muy lento, con el fin de evitar perturbaciones en el horno.

En la Figura 20.21, cada uno de los pasos de aire a las celdas de combustión dispone de un indicador de presión y una estación manual de control, aunque sólo se ha representado completa la celda 4. A veces existen medidores de caudal, pero al no disponer de suficiente presión en el conducto, es difícil que la medida sea muy correcta al estar basada en la presión diferencial de algún tipo de elemento primario. Controlando la presión en el conducto, dentro de unos límites, se mantiene aproximadamente el caudal de paso, por lo que se puede recurrir a realizar un balance similar al de temperatura para balance de pasos descrito anteriormente.

Por otro lado, el analizador situado en la salida común de humos reajustará el caudal general de aire para mantener el exceso de oxígeno requerido cuando se produzcan cambios de carga. Los movimientos del damper de aire harán fluctuar la presión en el conducto. Para desacoplar el sistema, la salida del controlador de presión de aire del conducto se suma a la del controlador de oxígeno, manteniendo de esta forma la pre-

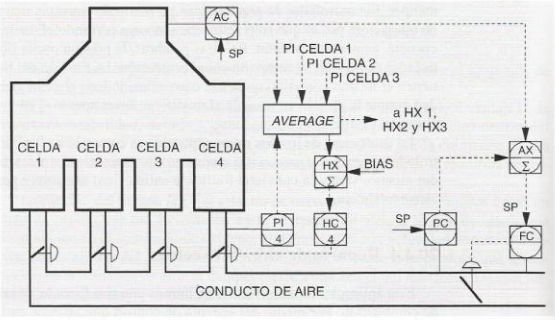


Figura 20.21

sión en el mismo dentro de una zona de control (GAP) y, como consecuencia, la diferencia de presión en los dampers individuales de los pasos. Estos dampers individuales hacen la función de elementos primarios de medida de caudal a cada uno de los pasos.

20.5 Controles relacionados con la presión o tiro

20.5.1 Desacoplamiento en hornos con tiro natural

En los hornos con tiro natural no es posible medir, de forma directa, la cantidad de aire que pasa a través de los quemadores, por lo que, además del contenido de oxígeno, se ha de recurrir a otro parámetro que proporcione un índice del aire que pasa al horno. Este parámetro puede ser la presión (vacío) existente en la zona del horno previa al damper de humos. En otras palabras, la presión en la chimenea se puede utilizar como una medida indirecta del caudal de aire.

Basándose en lo anterior, la posición del dámper estará en proporción directa a la cantidad de combustible consumido y, por tanto, en relación también directa con la alimentación al horno. Siguiendo con el razonamiento, cuando se produce un cambio en el caudal de alimentación se verá modificada la temperatura de salida del horno, la cual a su vez modificará el paso de combustible y por último, al producirse diferente cantidad de gases efluentes de la combustión se habrá de modificar la posición del dámper existente en la chimenea, el cual a su vez puede modificar la temperatura.

Como puede verse, existe una relación entre todas las variables, lo cual puede llegar a producir acoplamiento entre ellas bajo ciertas circunstancias. Con el control de combustión, visto anteriormente, se elimina el acoplamiento entre alimentación y

combustible por medio del sistema de *feedforward* utilizado, en el que se tiene en cuenta el balance de calor aportado y demandado. Con la misma filosofía de control se puede realizar un control *feedforward* entre alimentación y presión en el horno, tal como aparece en la Figura 20.22, para aumentar la estabilidad en la temperatura.

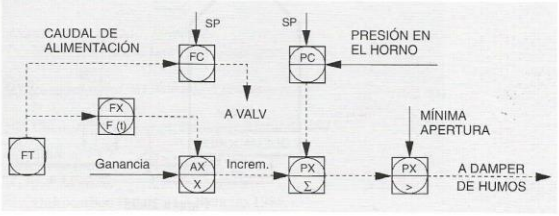


Figura 20.22

Con este procedimiento, cada vez que se modifique el caudal de alimentación al horno se modificará la posición del damper antes de esperar el reajuste del controlador de presión, el cual sólo se produciría al verse modificada la cantidad de combustible por medio del control de combustión.

20.5.2 Desacoplamiento entre tiro forzado e inducido

En hornos equipados con tiro forzado e inducido es habitual encontrarse con un medidor de caudal total de aire al horno, situado en la impulsión de la soplante de tiro forzado, como el que se ve en las Figuras 20.21 y 20.23 y se menciona en el apartado correspondiente a tiro forzado. Por otro lado es necesario controlar la presión en el horno por algún procedimiento como los descritos anteriormente.

La Figura 20.23 muestra un esquema en el que se ve que aplicando el control automático a los dos lazos de forma independiente, se producirá una interacción entre ellos. Si el controlador de caudal, por ejemplo, realiza un cambio en la posición del damper de entrada al horno para mantener el caudal de aire necesario, se detectará su efecto rápidamente en la presión del horno. De forma similar, si el controlador de presión realiza un cambio en la posición del damper de salida de gases, su efecto repercutirá inmediatamente en el controlador de caudal.

Si se realiza de forma independiente el ajuste de ambos controladores, para sintonizar la respuesta de cada una de sus respectivas variables, y ambos están en modo automático, la más ligera perturbación iniciará un ciclo entre ellos que se mantendrá de forma permanente. Para mantener la estabilidad, uno de los controladores debe ser desajustado para que su respuesta sea más lenta que la del otro. En esta situación el sistema será estable, aunque su poder de recuperación al producirse un error entre medida y punto de consigna será considerablemente más alto. Este procedimiento puede ser satisfactorio cuando se produzcan cambios de carga de forma poco frecuen-

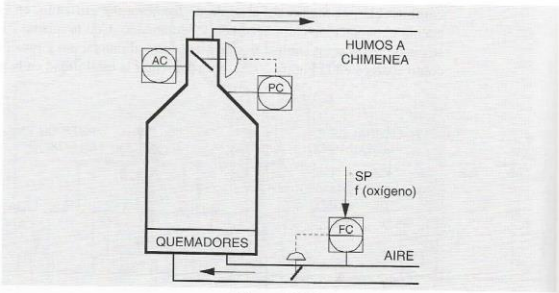


Figura 20.23

te o muy lentamente. Para mantener la estabilidad, tanto del caudal como de la presión en el horno, estas dos variables deben desacoplarse. El procedimiento más sencillo es el que aparece en la Figura 20.24.

Con este sistema, los dos dampers son manipulados en paralelo por el controlador de caudal. Cuando este controlador realiza un cambio para modificar el caudal, también se modifica la posición del damper de salida, el cual se moverá en la dirección adecuada para mantener la presión. Si el sistema *feedforward* está bien ajustado no será necesario que el controlador de presión efectúe ninguna corrección. Puesto que esto es prácticamente imposible, por la problemática asociada a los sistemas de adelanto, el controlador de presión tendrá que mantener la estabilidad del control. Su actuación se limitará simplemente al ajuste fino o *feedback trim* de la posición del damper de salida de humos.

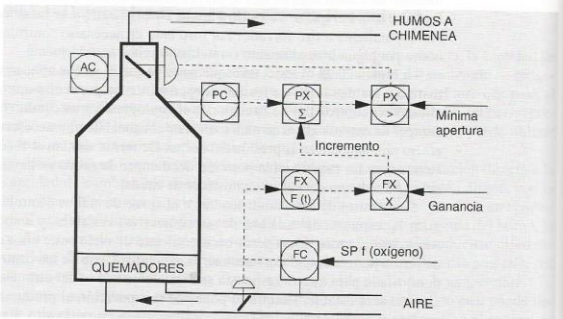


Figura 20.24

Bibliografía

Instrument engineers handbook
Bela G. Liptak
Chilton Book Company

Normas API RP 550 Parte III
Fired Heaters and Inert Gas Generators

Efficiency control in combustion processes
H. E. Hendler
Chemical Engineering Progress, Octubre 1975

Find true furnace efficiency
J. P. Meunier
Hidrocarbon Processing, Febrero 1985

21
Nociones de compresores industriales

21.1. Teoría básica de la compresión

De forma simplificada, la Figura 21.1 muestra un compresor alternativo para describir el proceso de compresión, es decir el aumento de presión de un gas reduciendo su volumen. Las válvulas de aspiración y compresión tienen el comportamiento que se describe en función del movimiento longitudinal del émbolo o pistón.

- La válvula de aspiración abre cuando la presión en el interior del cilindro es inferior a la que tiene la tubería de aspiración.

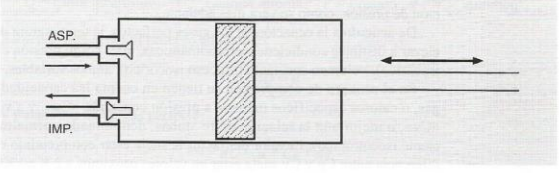


Figura 21.1

- La válvula de impulsión abre cuando la presión en el interior del cilindro es superior a la que tiene la tubería de impulsión.

La Figura 21.2 muestra la curva de respuesta presión-volumen que se obtiene cuando se realiza un ciclo de compresión con el sistema representado en la Figura 21.1.

- Cuando el pistón se desplaza a la derecha, la válvula de impulsión cierra y la de aspiración abre. El gas se aspira a la presión P1, hasta alcanzar el límite de recorrido del pistón.

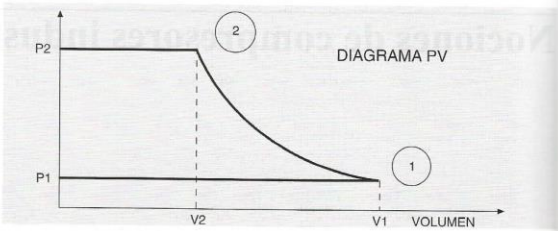


Figura 21.2

- Cuando el pistón se desplaza a la izquierda, la válvula de aspiración cierra y el gas se comprime hasta alcanzar la presión P2 existente en la tubería. En este momento se abre la válvula de impulsión y el gas se mantiene a presión constante hasta alcanzar el límite de recorrido del pistón.

En un compresor se realiza una transformación prácticamente adiabática, es decir, el sistema no gana ni pierde calor. Esto es debido a que la transmisión de calor es un fenómeno relativamente lento y la compresión se realiza de forma rápida.

El proceso desarrollado como ejemplo se realiza sin intercambio de calor con el medio externo, aunque se eleve la temperatura del gas como consecuencia de la elevación de presión, como se verá más adelante.

De acuerdo a la ecuación de los gases perfectos, la temperatura de un gas se puede elevar a distintas condiciones termodinámicas, tales como presión constante (proceso isobárico), volumen constante (proceso isocórico), ambos variables, etc.

En el proceso de compresión se tienen en cuenta las capacidades caloríficas del gas, o calores específicos medios, a presión constante «Cp», y a volumen constante «Cv», o mejor aún la relación entre ambas, denominada normalmente «K» (coeficiente isoentrópico). El valor del factor K suele estar comprendido entre 1,2 y 1,6. La diferencia entre Cp y Cv suele estar en valores próximos a 2 Kcal/Kmol ºC para gases a presiones bajas y moderadas, sobre todo si se trata de gases monoatómicos o diatómicos. Para gases perfectos se cumple la ecuación conocida como igualdad de Mayer $R = Cp - Cv$, siendo R la constante universal de los gases.

Lógicamente la constante R ha de expresarse en las mismas unidades que Cp y Cv, normalmente en Kcal/Kmol ºC.

Puesto que: R = 8,31 KJulios/Kmol ºC y
1 Kcal = 4,19 KJulios se tiene:

$$R = 8{,}31 / 4{,}19 = 1{,}99 \quad Kcal / Kmol\ ºC$$

En la tabla siguiente aparecen las constantes mencionadas para algunos gases reales.

Tipo de gas	*Gas*	*Cp*	*Cv*	*Cp - Cv*	*K = Cp / Cv*
Monoatómico	He	4,97	2,98	1,99	1,67
	A	4,97	2,98	1,99	1,67
Diatómico	H_2	6,87	4,88	1,99	1,41
	N_2	6,95	4,96	1,99	1,40
	O_2	7,03	5,04	1,99	1,40
	CO	6,97	4,98	1,99	1,40
Poliatómico	CO_2	8,83	6,80	2,03	1,30
	SO_2	9,65	7,50	2,15	1,29
	H_2S	8,37	6,20	2,17	1,34

Cuando se realiza la compresión adiabática de un gas, el trabajo realizado sirve para aumentar su energía interna. Puesto que la energía interna sólo depende de su temperatura, ésta se eleva de acuerdo a la Ley de Joule. Inversamente, en una expansión adiabática la temperatura disminuye. Para deducir la *relación entre Temperatura y Volumen,* en la transformación adiabática de un gas perfecto, se utiliza la forma diferencial del primer principio de termodinámica:

$$dU + P * dV = dQ$$

Q = Calor absorbido, U = Energía interna, P = Presión y V = Volumen

Sabiendo que al ser el proceso adiabático:

$$dQ = 0$$

y tratándose de un gas perfecto:

$$dU = n * Cv * dT$$

se tiene que:

$$n * Cv * dT + P * dV = 0$$

Puesto que: $P = n * R * T / V$, dividiendo la ecuación anterior entre $(T * Cv)$ y eliminando n, queda:

$$\frac{dT}{T} + \frac{R}{Cv} * \frac{dV}{V} = 0$$

Como $R = Cp - Cv$, se tiene que:

$$R / Cv = Cp / Cv - Cv / Cv = K - 1$$

por tanto:

$$\frac{dT}{T} + (K-1) * \frac{dV}{V} = 0$$

Integrando la ecuación anterior, suponiendo K prácticamente constante, se obtiene:

$$Ln\ (T) + (K-1) * Ln\ (V) = Ln\ (Cte)$$

o bien:

$$T * V^{(K-1)} = Constante$$

Aplicando esta última ecuación a las condiciones de aspiración e impulsión, se tiene:

$$Ta * Va^{(K-1)} = Ti * Vi^{(K-1)}$$

De la ecuación de gases perfectos se tiene a su vez que:

$$T = P * V / (n * R)$$

por lo que:

$$\frac{P * V}{n * R} * V^{(K-1)} = Constante$$

Aplicando la ecuación anterior a las condiciones de aspiración e impulsión y agrupando se tiene que:

$$\frac{P_i * V_i}{n * R} / \frac{P_a * V_a}{n * R} = \left(\frac{V_a}{V_i}\right)^{(K-1)}$$

y simplificando,

$$\frac{P_i}{P_a} = \frac{V_a}{V_i} * \left(\frac{V_a}{V_i}\right)^{(K-1)} = \left(\frac{V_a}{Vi}\right)^{K}$$

Así se llega a la *Ley de Poisson*, cuyo enunciado dice que: *En todo proceso en el que no existe intercambio de calor con el medio externo, la relación entre presión y volumen viene dada por la ecuación siguiente*, que aplicada a las condiciones de aspiración e impulsión queda como:

$$Pa * Va^{K} = Pi * Vi^{K}$$

Como consecuencia, la relación de compresión «RC» será:

$$RC = \frac{Pi}{Pa} = (Va/Vi)^{K}$$

En realidad todos los procesos de compresión se realizan entre el isoentrópico, basado en no intercambiar calor con el exterior, y el isotérmico, basado en todo lo contrario. A este proceso se le denomina politrópico, y su ecuación característica viene definida por la expresión:

$$P * V^N = Constante$$

Dando a N determinados valores se obtienen los cuatro procesos básicos ya mencionados.

Para N = 0	Proceso isobárico
Para N = 1	Proceso isotérmico
Para N = K	Proceso adiabático
Para N = Infinito	Proceso isocórico

Para aplicar las ecuaciones anteriores, se puede suponer el ejemplo de un compresor con relación de compresión 6, temperatura de aspiración 25 °C, presión de aspiración 1,1 kg/cm^2 absolutos y un caudal en la aspiración de 10 m^3/h. En este supuesto hay que calcular la presión y temperatura en la impulsión, sabiendo que el factor K = 1,30.

$$P_i = P_a * RC$$

$$P_i = 1{,}1 * 6 = 6.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$$

$$RC = P_i / P_a = (V_a / V_i)^K$$

$$6 = (10 / V_i)^{1.3}; \quad 10^{1.3} / 6 = V_i^{1.3}$$

$$V_i = 2{,}52 \text{ m}^3\text{/h en la impulsión.}$$

$$T_i = T_a * (V_a / V_i)^{(K-1)}$$

$$T_i = (25 + 273) * (10 / 2{,}52)^{(1.3-1)}$$

$$T_i = 298 * 3{,}968^{0.3} = 450{,}6 \text{ °K} = \mathbf{177{,}6\ °C}$$

Si en lugar del cálculo en función de la compresión, se obtiene la temperatura combinando las ecuaciones de Boyle y Charles (Boyle y Gay Lussac), se puede realizar la siguiente comprobación:

$$T_i = T_a * P_i * V_i / (P_a * V_a)$$

$$T_i = 298 * 6{,}6 * 2{,}52 / (1{,}1 * 10)$$

$$T_i = 450{,}6 \text{ °K} = \mathbf{177{,}6\ °C}$$

Cuando se trabaja con gases reales de proceso es necesario aplicar otros factores de corrección. Aquí no se utilizan porque sólo se pretende ver la teoría básica de la compresión. Por último queda decir que, para limitar la elevación de temperatura y mejorar el rendimiento en la compresión, ésta se efectúa normalmente en varias etapas, de forma que se pueda refrigerar el gas entre cada una de ellas.

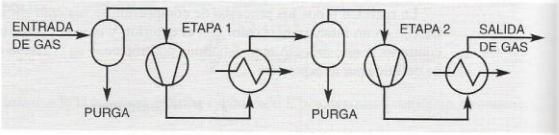


Figura 21.3

Al intercalar un enfriador entre cada dos etapas consecutivas, tal como aparece en la Figura 21.3, disminuye el consumo de energía en el compresor, puesto que se reducen las pérdidas de potencia que provienen del calor generado en la compresión. Asimismo la densidad del gas comprimido se incrementa refrigerándolo, por lo que la misma masa ocupa menos volumen.

La refrigeración intermedia se considera perfecta si se consigue que el gas a la salida del enfriador tenga la misma temperatura que en el lado de aspiración de la etapa correspondiente.

21.2. Clasificación de los compresores

La Figura 21.4 muestra gráficamente los distintos tipos de compresores más utilizados en la industria. Básicamente existen dos tipos de compresores: dinámicos y de desplazamiento.

Figura 21.4

En los dinámicos, el aumento de presión se obtiene comunicando energía cinética al gas y convirtiendo esta energía en presión por medio de difusores. A este tipo pertenecen los compresores centrífugos o radiales y los compresores axiales. Los de desplazamiento positivo, primero atrapan un volumen de gas y después lo desplazan y reducen a un volumen más pequeño, consiguiendo de esta manera el aumento de presión. Este tipo se divide a su vez en dos grupos:

- Compresores rotativos.
- Compresores alternativos.

Al grupo de rotativos pertenecen como más importantes: los de paletas, los de tornillo y los de ruedas ovales o de dos impulsores. En cuanto a los alternativos, se pueden citar como más significativos: los de pistón de simple o doble efecto, los de pistón de laberinto y los de diafragma.

En aplicaciones especiales se pueden combinar distintos tipos de compresores, por ejemplo, para elevadas relaciones de compresión se pueden utilizar centrífugos junto con alternativos o para grandes volúmenes, compresores axiales junto con radiales.

La *capacidad de un compresor* es la cantidad de gas que mueve en cada unidad de tiempo, como puede ser m^3/h, kg/h, etc. Normalmente representa el volumen de gas antes de ser comprimido, de ahí que deba ser medido en la aspiración.

Por último, para el *accionamiento de los compresores,* se utilizan elementos conductores tales como turbinas de vapor, turbinas de gas o motores eléctricos, dependiendo de la fuente de energía disponible. Asimismo dependiendo de cada aplicación en concreto se utilizan conjuntos multiplicadores o reductores de velocidad entre el compresor y el equipo conductor por medio de sistemas de engranajes. La Figura 21.5 muestra un sistema de acoplamiento entre un elemento conductor y un compresor a través de un sistema de engranajes con efecto multiplicador de velocidad.

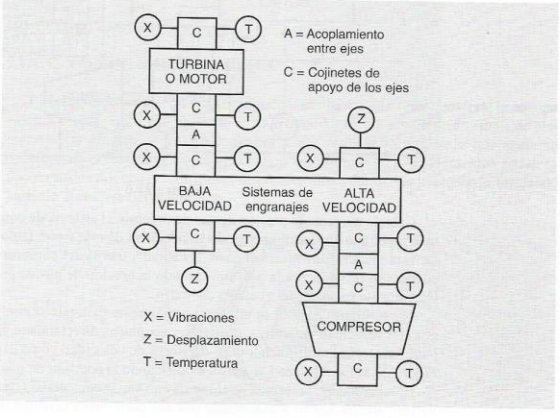


Figura 21.5

Cuando se trata de equipos de gran tamaño disponen de una serie de medidas para vigilar continuamente el correcto funcionamiento. En la Figura 21.5 aparecen los siguientes tipos de medida:

- **Temperatura** para conocer la que tienen los cojinetes sobre los que apoyan los diferentes ejes, tanto del compresor como del elemento conductor y los del sistema multiplicador de velocidad.
- **Vibraciones** para conocer los desequilibrios que se puedan producir por algún tipo de avería.
- **Desplazamiento axial de los ejes** también para detectar averías antes de que se produzcan daños importantes en la máquina.

21.3. Control de velocidad

Aunque existen diversos métodos de control de velocidad para compresores, aquí solo se menciona un sistema que mantenga la presión de aspiración del compresor modificando la velocidad del mismo. El *driver* para mover el compresor es una turbina de vapor considerado de alta presión, con extracción de vapor de baja presión y condensado. La Figura 21.6 muestra un diagrama del sistema de control de velocidad y extracción del ejemplo propuesto.

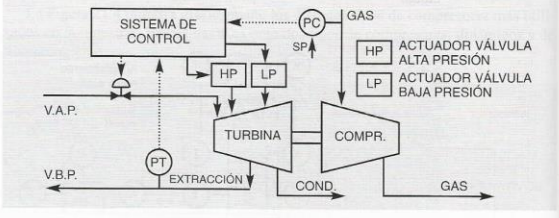


Figura 21.6

Cuando aumenta la presión de gas de proceso, el sistema de control hará que pase más vapor a la turbina, aumentando la velocidad de ésta y por tanto la del compresor. De esta manera aumentará el paso de caudal a través del compresor y como consecuencia se restablecerá la presión. Cuando la presión de gas de proceso disminuye, lógicamente se producirá el efecto contrario.

Las turbinas de vapor se utilizan normalmente para mover compresores centrífugos con velocidad variable, y pueden ser acopladas directamente al compresor o por medio de trenes multiplicadores o divisores de velocidad como el que aparece en la Figura 21.5. La velocidad se ajusta modificando la apertura de una válvula de vapor.

Habitualmente, la turbina se alimenta con vapor considerado de alta presión (VAP de 100, 40, 20 kg/cm^2), extrayendo por una parte vapor considerado de baja presión (VBP de 40, 20, 3 kg/cm^2), y por otra el condensado producido en el cambio de fase.

Tanto la reducción de presión como el cambio de fase aportan la energía que se convierte en movimiento del conjunto turbina - compresor.

La turbina está equipada con un *governor* o sistema de control de velocidad. Aunque existen diversos tipos y fabricantes de sistemas de control de turbinas, se describe de forma simplificada el funcionamiento de uno de ellos, correspondiente al fabricante Woodward, incluyendo el sistema de extracción de vapor y condensado. Las válvulas de alta presión (HP) y baja presión (LP), se encuentran situadas dentro de la propia turbina, y se accionan por un sistema hidráulico.

Para poner en marcha la turbina se abre lentamente la válvula automática (Figura 21.6), hasta alcanzar una cierta velocidad, próxima a la crítica de la turbina, a partir de la cual funcionará la válvula de alta presión (HP). En ese momento se puede abrir totalmente la válvula automática para dejar pasar todo el vapor que demande el sistema de control de velocidad.

La salida del controlador de presión, instalado en la línea de aspiración del compresor, envía la señal de referencia de velocidad al sistema de control, el cual modificará la posición de la válvula de vapor de alta presión, con objeto de aumentar o disminuir la velocidad. De esta manera, el controlador de presión mantendrá la velocidad necesaria para que el gas, en el lado de aspiración del compresor, se mantenga en el punto de consigna fijado en este controlador.

La presión de extracción se controla para mantener un valor de referencia fijado como punto de consigna en el sistema de control. La medida de la presión de extracción se obtiene por medio del transmisor de presión instalado en la línea de vapor de baja presión. El elemento final de control de este lazo es la válvula de baja presión (LP).

21.4. Tipos de compresores

21.4.1. Compresores centrífugos

El compresor centrífugo o de flujo radial, es una máquina que convierte la energía cinética en presión. El aumento de presión tiene lugar por medio de dos tipos de elementos, los elementos rotativos, denominados rodetes o impulsores que aceleran radialmente el fluido, tal como aparece en la Figura 21.7, y los elementos estáticos denominados directores o difusores dispuestos alrededor de los impulsores, formando parte de la carcasa del compresor.

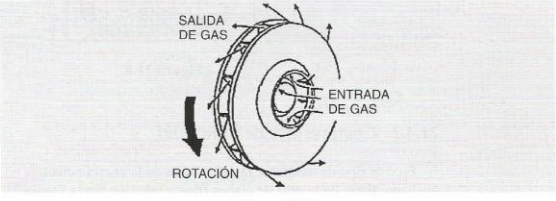


Figura 21.7

Cuando el impulsor empieza a girar, los álabes fuerzan el movimiento del gas desde el centro hacia la parte exterior, imprimiéndole velocidad. Como el gas tiende a oponerse al empuje de los álabes, se origina un aumento en la presión, por lo que se puede decir que el impulsor imprime al gas presión y velocidad, debido a la fuerza centrífuga.

Basándose en lo anterior se puede afirmar que, un compresor que utiliza la fuerza centrífuga para incrementar la presión y la velocidad de un gas, es un compresor centrífugo. El paso del fluido por la máquina es continuo desde la admisión hasta la descarga, debido a que al imprimir un impulsor velocidad se crea una zona de baja presión en la entrada del siguiente, favoreciendo la aspiración de éste.

La Figura 21.8 muestra un compresor de este tipo con cuatro impulsores, en el cual se ve que el gas que llega a un difusor se dirige a la entrada del próximo impulsor. Cada impulsor va añadiendo presión al gas, de tal forma que el trabajo realizado por un compresor se traduce en un aumento de energía en el gas. Esta energía produce normalmente un aumento en la presión y temperatura del gas.

El compresor centrífugo tiene una gran seguridad de funcionamiento, facilidad de regulación y buena adaptabilidad a las condiciones de servicio de los procesos industriales. Dependiendo del tipo de construcción se pueden alcanzar presiones finales tan altas como 600 kg/cm^2, siendo de utilidad para todos los gases industriales.

Debido a las características intrínsecas de este tipo de compresor, se puede decir que debe utilizarse donde se requiere mantener una presión constante dentro del proceso.

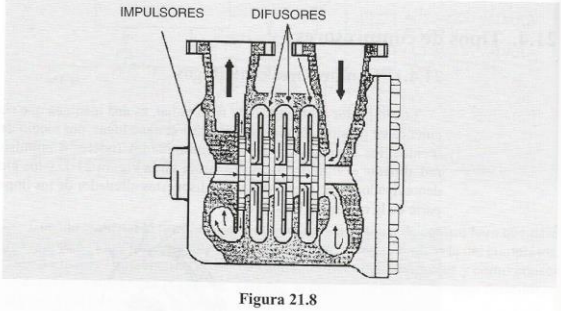


Figura 21.8

21.4.2. Compresores de flujo axial

En este tipo de máquina, la conversión de la energía cinética en presión se realiza mediante pares de hileras de álabes fijos y móviles. En la Figura 21.9 se puede ver un detalle de los álabes del rotor, los cuales están unidos directamente al eje del compre-

sor. Los álabes del estator están unidos al cuerpo del compresor, como muestra la Figura 21.10. Debido a este tipo de construcción, el flujo que producen es esencialmente axial y en línea recta a lo largo del eje, desde la entrada hasta la salida. Basándose en lo anterior, se puede afirmar que un compresor que mueve el gas paralelo al eje del rotor, es un compresor axial.

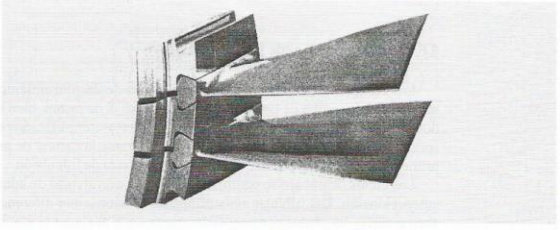


Figura 21.9

La Figura 21.10 muestra un compresor de este tipo. Al girar el rotor, los álabes que tiene unidos fuerzan al gas a moverse hacia los álabes del estator. Las aberturas entre álabes del estator actúan como difusores, guiando al gas al próximo juego de álabes del rotor a una presión ligeramente superior. De esta manera, cada par de hileras de álabes fijos (estator) y móviles (rotor), aumentan la presión, operando como si se tratara de una conexión en serie. Partiendo de la aspiración hasta la impulsión, los álabes suelen ser gradualmente más pequeños, puesto que progresivamente el gas va ocupando menos volumen al aumentar su presión.

La regulación de caudal se obtiene mediante la variación del ángulo de los álabes del estátor, o por variación del número de revoluciones por unidad de tiempo.

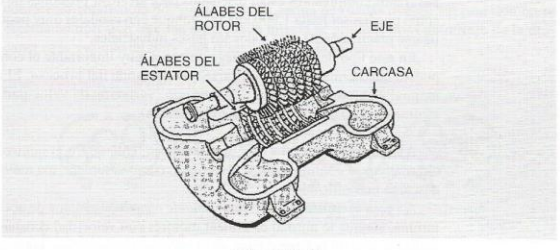


Figura 21.10

El compresor axial tiene la propiedad de que con poco consumo de energía y dimensiones relativamente pequeñas, puede tratar grandes volúmenes. La utilización de este tipo de compresores está centrada principalmente en el movimiento de grandes caudales con relaciones de compresión relativamente pequeñas, tales como 1 a 6. A diferencia del compresor radial, el axial debe utilizarse fundamentalmente donde se requiere mantener un caudal constante, con independencia de la presión.

21.4.3. Compresores alternativos

Los compresores alternativos son máquinas de desplazamiento positivo. El tipo más antiguo y común de compresor alternativo es el de pistón, bien sea de simple o de doble efecto. La Figura 21.11 muestra los esquemas simplificados de varios compresores de este tipo. El émbolo aspira el fluido durante la carrera de aspiración, lo comprime y posteriormente lo expulsa durante la carrera de impulsión.

Los ciclos de trabajo se controlan por medio de válvulas de admisión y de escape autoaccionadas. Las válvulas autoaccionadas funcionan por diferencia de presión para abrir o cerrar, ayudadas por pequeños resortes que aceleran el movimiento del cierre.

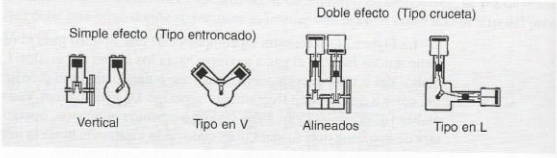


Figura 21.11

El émbolo se mueve a través de un conjunto de biela y cigüeñal. Según cuál sea la relación de compresión deseada, los compresores se construyen con una o varias etapas. Estos compresores están diseñados para alcanzar presiones de trabajo muy altas, como pueden ser hasta 1.000 kg/cm^2, aunque con caudales muy pequeños. Pueden utilizarse prácticamente para todos los gases industriales.

En este tipo de compresor juega un papel muy importante el control de capacidad, puesto que la misma debe ajustarse a la demanda del proceso. El control puede ser manual a automático y a su vez continuo (variación de velocidad, restricción en la aspiración, etc) o discontinuo (marcha-parada).

Aunque otro capítulo trata más extensamente sobre el control de compresores alternativos, a continuación se describen, como resumen, los métodos de control de descarga más utilizados:

A veces se utiliza la *velocidad variable* cuando el sistema de accionamiento es una turbina, aunque lo normal es utilizar motores con velocidad constante. Otras veces se realiza el control por *regulación de la válvula de aspiración*, conseguida con una válvula cuya apertura es variable. Si se abre esta válvula cuando no existe demanda en el

compresor, el gas circula hacia dentro o fuera según sea el movimiento del pistón. Otro método es el de *cámaras muertas*, el cual consiste en conectar al cilindro de la etapa correspondiente una o varias cámaras, disminuyendo el rendimiento volumétrico y el caudal suministrado. Estas cámaras se pueden controlar de forma manual o automática. En la Figura 21.12 se ve un sistema de cámaras con las válvulas situadas en distintas posiciones de carga.

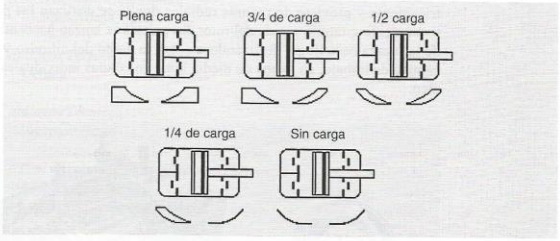


Figura 21.12

En el *control en by-pass*, el compresor funciona siempre a plena carga, recirculando el exceso de gas comprimido desde la impulsión a la aspiración. Por último, con el *control por venteo a la atmósfera* el compresor está continuamente en carga. Cuando se alcanza la presión máxima, el gas comprimido se descarga a la atmósfera para mantener la presión en el colector de salida, por ejemplo, en ciertos compresores de aire.

21.4.4. Compresores rotativos

Igual que los compresores alternativos, los rotativos son máquinas de desplazamiento positivo. La Figura 21.13 muestra esquemáticamente el funcionamiento de un compresor rotativo de dos impulsores en forma de ruedas ovales. En este tipo no se efectúa compresión interna, sino que la misma se produce por contraflujo de la descarga cada vez que un rotor gira dejando abierta la salida.

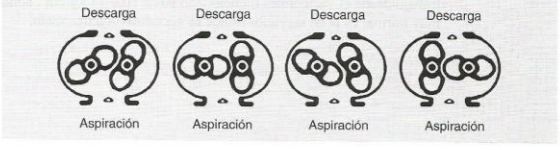


Figura 21.13

Este conjunto también se utiliza como soplante, como bomba de vacío y como medidor de caudal.

El principio de funcionamiento está basado en que en cada revolución de las ruedas ovaladas, se transporta desde la entrada hasta la salida un volumen que corresponde a la capacidad de la cámara formada entre la rueda y la carcasa.

En la Figura 21.14 se representa otro compresor de tipo rotativo llamado de paletas, el cual está formado por una caja cilíndrica en la que gira un rotor montado excéntricamente y provisto de ranuras radiales donde se deslizan las paletas. Debido al movimiento giratorio rápido del rotor, las paletas se lanzan hacia afuera por la acción de la fuerza centrífuga, deslizándose sobre la pared del cilindro y subdividiendo la cámara de trabajo, en forma de media luna, en células individuales de distinto volumen.

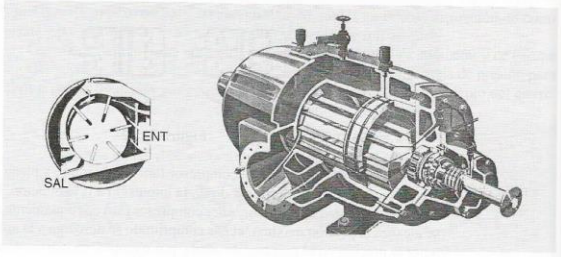


Figura 21.14

Al girar el rotor, aumentan de volumen las células del lado de aspiración y el fluido entra en ellas. El siguiente giro del rotor hace que el volumen de las células se reduzca de nuevo, efectuando a la vez la compresión del fluido que se encuentra encerrado en ellas. Estos compresores se pueden utilizar también como bombas de vacío, pudiendo alcanzar con algunos compresores de este tipo hasta 99,9 % de vacío.

Pueden trabajar con prácticamente todos los gases industriales, siendo el rango de trabajo desde el vacío antes mencionado hasta 10 ó 15 kg/cm^2, aunque una aplicación muy normal es la de servicios donde es necesario obtener vacío.

Bibliografía

Energy conservation through control
F. G. Shinskey.
Academic Press, Inc

Técnica del aire comprimido
Manual Atlas Copco.

Catálogos Técnicos
Demag

Catálogos Técnicos
Ingersoll Rand

Control of centrifugal compressors
Ralph L. Moore
Instrument Society of America

A practical guide to compressor technology
Heinz P. Bloch
Mc Graw Hill

A practical guide to steam turbine technology
Heinz P. Bloch
Mc Graw Hill

22

Control de compresores alternativos

22.1. Introducción

Como se mencionó en otro capítulo, en este tipo de compresores juega un papel importante el control de capacidad, puesto que la misma debe ajustarse a la demanda del proceso. El control puede ser manual o automático y a su vez continuo (variación de velocidad, restricción en la aspiración, recirculación, venteo a la atmósfera, etc.) o discontinuo (marcha-parada).

El sistema basado en el empleo de una válvula de recirculación (Figura 22.1 «A») o de una válvula de descarga a la atmósfera (Figura 22.1 «B») tiene el inconveniente de controlar disipando energía de la suministrada al gas en el proceso de compresión, con lo cual disminuye el rendimiento. La potencia consumida es la correspondiente a plena carga.

El sistema basado en la estrangulación de la válvula de aspiración (Figura 22.1 «C») permite obtener regulaciones con un rendimiento discreto. A veces no puede emplearse por el peligro que puede suponer el que, por causa de la depresión en la aspiración, pueda infiltrarse aire, formando mezclas explosivas.

El sistema basado en el motor de velocidad variable es el que permite adecuar la potencia absorbida al caudal necesario, pero tiene el inconveniente de requerir motores e instalaciones muy costosas.

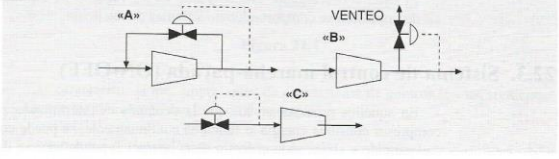


Figura 22.1

A continuación se van a ver algunos ejemplos de control de compresores alternativos, con las características más importantes asociadas a cada sistema de control.

22.2. Función básica de una válvula

Las válvulas automáticas que abren o cierran las cámaras en este tipo de compresores están accionadas por diferencia de presión y sus movimientos dependen de la presión ejercida durante el ciclo de compresión. La apertura de las válvulas se consigue sin ningún accionamiento mecánico. Estas válvulas aparecen en las Figuras 22.5, 22.7, 22.9 y 22.11, para cerrar o abrir las cámaras del compresor. En las tablas que aparecen en estas mismas figuras, la letra *A* corresponde a válvula abierta y la *C* a válvula cerrada.

El cierre de la válvula debe ser inmediato para evitar posibles retornos de gas. Esto se consigue mediante sistemas adecuados de resortes, teniendo en cuenta las condiciones de trabajo en cada caso. Para prolongar la vida de las válvulas, durante el ciclo de apertura deben ser amortiguadas por medio de conjuntos de placas y resortes. La Figura 22.2 «A» muestra la representación esquemática de una válvula de aspiración.

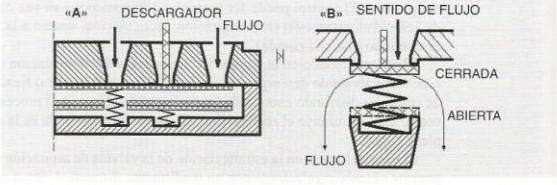


Figura 22.2

La Figura 22.2 «B» muestra un detalle del sistema descargador necesario para modificar la carga del compresor, así como el conjunto amortiguador. El descargador puede ser accionado manual o automáticamente. Una vez accionado no permite el cierre de la válvula, motivo por el cual el fluido aspirado retrocede en su fase de compresión.

El sistema descargador está colocado en las válvulas de aspiración, mientras que las de impulsión se comportan como válvulas de retención.

22.3. Sistema de control marcha-parada (ON-OFF)

En aquellos procesos en los que la demanda es intermitente, para evitar que el compresor consuma energía si funciona continuamente, se puede controlar la capacidad parando y arrancando el motor. Esta operación puede hacerse de forma manual o por medio de presostatos. Este tipo de control también es válido para procesos en los

cuales la demanda es menor que la capacidad del compresor. El aire procedente del compresor debe almacenarse en un depósito pulmón para abastecer de forma continua la demanda.

La Figura 22.3 muestra el esquema de control más simple que cumple con lo descrito anteriormente. El motor se parará cuando la presión en el depósito pulmón alcance el valor fijado en el presostato de alta (PSH), permaneciendo parado hasta que la presión disminuya y alcance el valor fijado en el presostato de baja (PSL), en cuyo momento se pondrá en marcha.

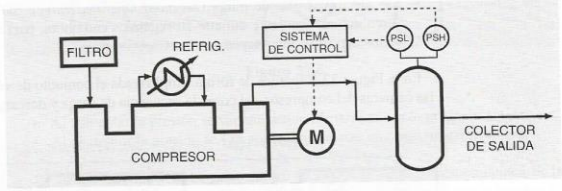


Figura 22.3

En la Figura 22.4 se puede ver un compresor multietapa para suministrar aire, cuyo sistema de control es ON-OFF, aunque combinado con otra serie de características que se verán a continuación.

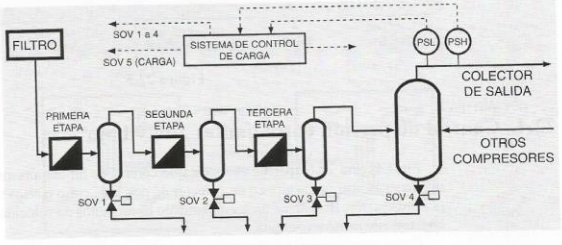


Figura 22.4

Las características más importantes de este sistema de control son las siguientes, en las que los tiempos se dan a modo de ejemplo:

- Se mantiene la presión en el colector de salida sin descargar a la atmósfera. La presión está comprendida entre los valores de calibración de ambos presostatos.

- Con el fin de mejorar el par motor, el compresor arranca automáticamente en vacío. Al cabo de 15 segundos se pone en carga, permaneciendo así hasta llegar a la presión de ajuste del presostato PSH.
- Al llegar a la presión del presostato PSH se pone a trabajar en vacío durante 180 segundos, al cabo de los cuales se para el motor.
- Al llegar la presión al valor del presostato PSL arranca de forma automática, en vacío.
- Si durante los 180 segundos de trabajo en vacío disminuye la presión hasta el valor del presostato PSL, se vuelve a poner en carga.
- Las electroválvulas de purga (*Solenoid Operated Valve*), SOV 1 a SOV 4 se abren automáticamente durante 10 segundos cada hora, para efectuar la purga de los depósitos interetapas.

En la Figura 22.5 aparece de forma simplificada el conjunto de válvulas asociadas a las cámaras del compresor, así como la secuencia de carga y descarga de las mismas.

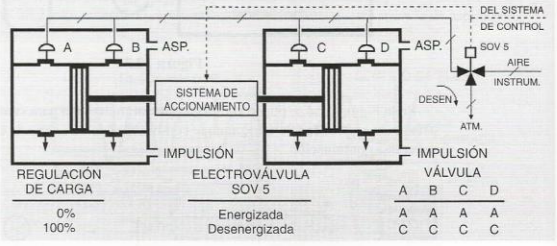


Figura 22.5

22.4. Control de presión entre límites alto y bajo

En la Figura 22.6 aparece el sistema de control de un compresor alternativo para mantener la presión de aire en un colector de descarga entre ciertos límites prefijados por presostatos. El sistema de accionamiento es un motor de velocidad constante, funcionando de manera continua.

Como puede verse, en el colector de salida existe un transmisor de presión que acciona cuatro presostatos calibrados a distintas presiones, de tal forma que cada uno de ellos cierra un contacto a su presión de calibración.

Entre las características de este compresor se pueden citar como más importantes:

- Se mantiene la presión de aire, entre los límites, sin descargar a la atmósfera.
- La regulación se efectúa por medio de escalones que corresponden a las presiones de ajuste de los presostatos PS1 a PS4.

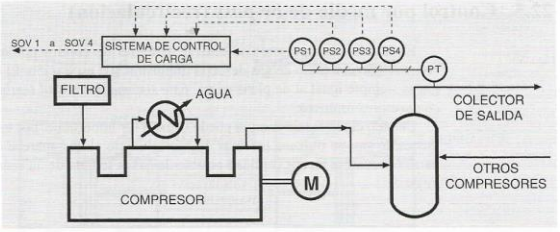
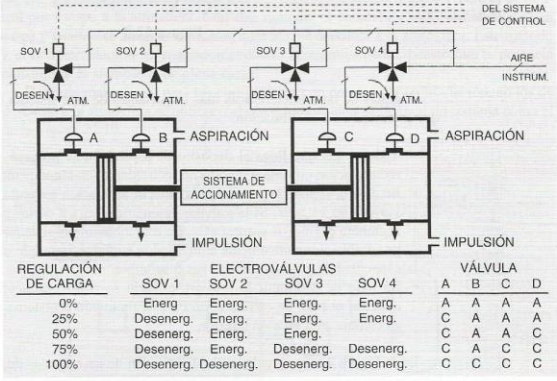


Figura 22.6

- Al aumentar la presión se van quedando cámaras en vacío progresivamente.
- Al disminuir la presión se van poniendo cámaras en carga progresivamente.

El sistema de control de carga accionará las electroválvulas correspondientes, de la SOV1 a la SOV4, en función de la carga demandada por el proceso, según aparece en la Figura 22.7. Cada vez que una de estas electroválvulas se desenergiza, se cierra la válvula correspondiente, permitiendo que la cámara a la que pertenece se ponga en carga. Por el contrario, si se energiza se pondrá en descarga o vacío.



REGULACIÓN DE CARGA	ELECTROVÁLVULAS SOV 1	SOV 2	SOV 3	SOV 4	VÁLVULA A	B	C	D
0%	Energ	Energ.	Energ.	Energ.	A	A	A	A
25%	Desenerg.	Energ.	Energ.	Energ.	C	A	A	A
50%	Desenerg.	Energ.	Energ.		C	A	A	C
75%	Desenerg.	Energ.	Desenerg.	Desenerg.	C	A	C	C
100%	Desenerg.	Desenerg.	Desenerg.	Desenerg.	C	C	C	C

Figura 22.7

22.5. Control por medio de *by-pass* (recirculación)

En algunos compresores se utilizan sistemas de control por medio de *by-pass*, recirculando el exceso de gas desde la impulsión a la aspiración. El consumo de energía es siempre igual al de plena carga. *Este sistema de control también se utiliza para compresores rotativos.*

Cuando el ahorro de energía puede llegar a ser importante, por tratar grandes volúmenes de gas, se utilizan sistemas de control como el que aparece en la Figura 22.8, para recircular la menor cantidad posible de gas si se trata de un sistema de control en *by pass.*

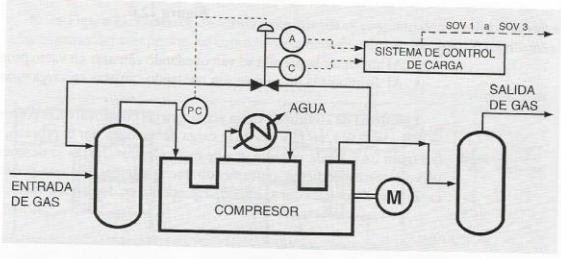


Figura 22.8

Algunas de las características más importantes de este sistema de control son las que se describen a continuación:

- Todo el gas que llega al depósito de aspiración se procesa, manteniendo una recirculación mínima o incluso no recirculando en algunos momentos.
- En efecto, cuando la presión en la línea de aspiración aumenta, se va cerrando la válvula de *by-pass.* Si la válvula automática llega a cerrar completamente, se accionará el final de carrera «C». En este momento el sistema de control de carga cambia automáticamente a un escalón superior, para que el compresor tenga capacidad de procesar todo el gas disponible.
- En caso de disminuir la presión, el ciclo se realiza en sentido inverso hasta alcanzar el final de carrera «A». En este momento el sistema de control de carga cambia a un escalón inferior.

En la Figura 22.9 se puede ver la disposición de las válvulas de accionamiento de las cámaras de compresión y las distintas posiciones de carga, así como el estado de las electroválvulas y las válvulas de accionamiento.

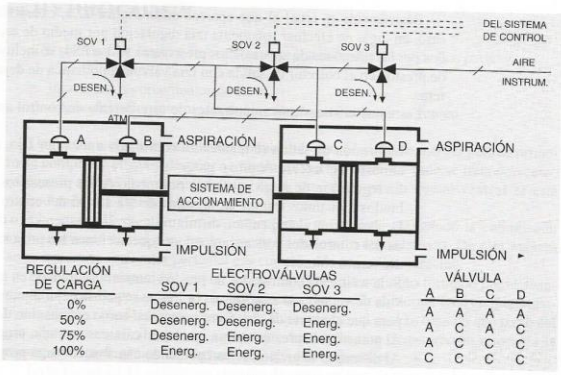


Figura 22.9

22.6. Control ajustado a presión fija (presión fija)

Por último, como medio de control de capacidad más utilizado, se tiene el de control por escape a la atmósfera. Con este método, el compresor está continuamente en carga y cuando se alcanza la presión deseada, se descarga a la atmósfera. Este método y el de recirculación no son recomendables económicamente, puesto que la potencia consumida es siempre la de plena carga.

De igual manera que para los compresores con control por recirculación, en los de descarga a la atmósfera se obtienen ahorros importantes utilizando un sistema como el de la Figura 22.10.

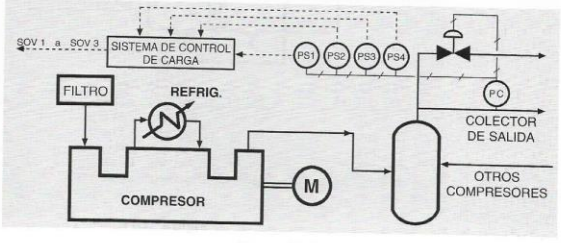


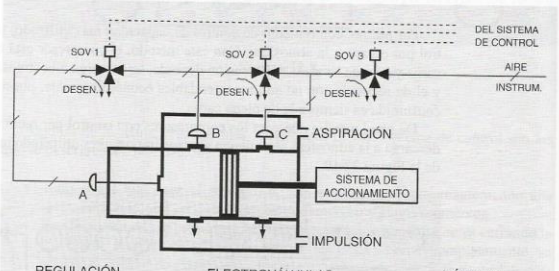
Figura 22.10

Básicamente es igual al que aparece en la Figura 22.6, exceptuando que en este caso, en lugar de efectuar solamente una regulación por medio de escalones delimitados por las presiones de ajuste de los presostatos PS1 a PS4, se incluye un controlador de presión en el colector de salida con una válvula automática de descarga a la atmósfera.

Las características más importantes de este sistema de control son las siguientes:

- La presión de salida se mantendrá controlada a un valor fijo, descargando a la atmósfera el exceso de aire o gas.
- La regulación de carga se efectúa por medio de los presostatos PS1 a PS4, calibrados a distintos tramos en la salida de 3 a 15 psi del controlador de presión. De esta forma al aumentar o disminuir la presión aumentará o disminuirá la salida del controlador y alcanzará valores que accionen los presostatos calibrados a diferentes valores.
- Si la salida del controlador de presión aumenta se traduce en apertura de la válvula de venteo a la atmósfera, por lo que se podría dejar alguna cámara en vacío para que el aporte de aire fuera menor, así como el consumo de energía.
- Al aumentar la presión se van quedando cámaras en vacío progresivamente.
- Al disminuir la presión se van poniendo cámaras en carga progresivamente.

El diagrama de las válvulas de accionamiento es el de la Figura 22.11, en la que aparecen los estados de carga y posición de las válvulas correspondientes.



REGULACIÓN DE CARGA	ELECTROVÁLVULAS SOV 1	SOV 2	SOV 3	VÁLVULA A	B	C
0%	Energ.	Energ.	Energ.	A	A	A
50%	Energ.	Desenerg.	Energ.	A	C	A
75%	Energ.	Energ.	Desenerg.	A	A	C
100%	Energ.	Desenerg.	Desenerg.	A	C	C
	Desenerg.	Desenerg.	Desenerg.	C	C	C

Figura 22.11

22.7. Sistema HYDROCOM™

Los sistemas de control descritos se componen básicamente de dos partes:

- Incrementos porcentuales de 25 %.
- Ajuste del valor intermedio por medio de recirculación o venteo.

Con cualquiera de ellos se está produciendo una pérdida de energía porque primero se comprime el gas y después se retorna a la aspiración. Cuando se trata de venteo es porque se está comprimiendo aire de la atmósfera, por lo que al ventear se está recirculando a la aspiración.

El sistema Hydrocom elimina esta pérdida de energía realizando la compresión exclusivamente con el porcentaje de carrera necesario en cada caso. De esta manera no es necesario recircular parte del gas comprimido hacia la aspiración.

El control de capacidad se efectúa por medio de un conjunto formado por el sistema de válvula de descarga y el circuito electrónico que la gobierna. Este conjunto realiza la función conocida como control de flujo inverso, el cual se basa en que parte del gas admitido en el cilindro del compresor durante la fase de aspiración retorna a la misma cámara de aspiración durante el ciclo de compresión.

En la Figura 22.12 aparece un ejemplo de curva en fase de compresión con una carga del 51 %. Durante la fase de aspiración el gas se desplaza desde el punto B al C a la presión Pa. Al llegar a C se inicia el ciclo de compresión hasta alcanzar el punto C51, en cuyo momento se ciera la válvula de aspiración y empieza a aumentar la presión hasta alcanzar el punto D51 donde se produce la descarga a la presión Pd. Si en lugar del 51 % de carga, el sistema de control demandará otro valor, por ejemplo 68 %, el inicio de la compresión se realizaría justo en ese valor. Como consecuencia no se produce el efecto de comprimir el gas para después enviarlo a la aspiración por medio de reciclo.

Una precaución a tener con este sistema de control es que no puede operar con 0 % de carga porque en ese caso se produce un calentamiento excesivo de la válvula de

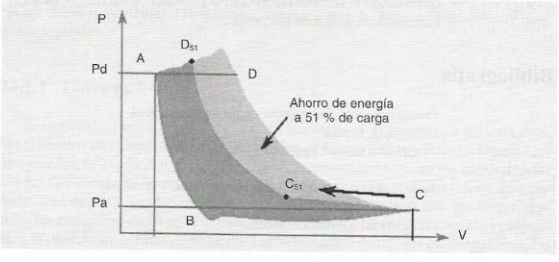


Figura 22.12

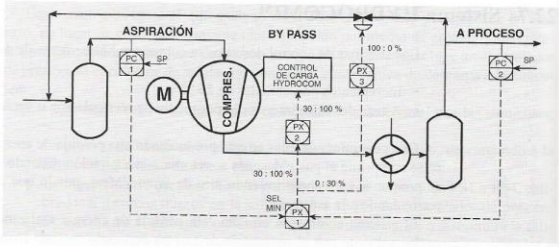


Figura 22.13

descarga al estar batiendo el gas permanentemente entre impulsión y aspiración. Dependiendo de la capacidad del compresor, el ciclo de control suele estar comprendido entre 10 a 30 % como mínimo y 100 % como máximo de carrera. Por tanto, es necesario incorporar un sistema de recirculación para evitar que el compresor opere con cargas inferiores al mínimo recomendado en cada caso.

La Figura 22.13 muestra el sistema de control de carga de un compresor de una sola etapa con la válvula de *by pass*. Dispone de dos controladores de presión y un selector de mínima señal, de forma que normalmente estará controlando el PC-2 que corresponde a la presión de proceso a mantener y sólo si la presión de aspiración disminuye de un valor mínimo, fijado en el PC-1, se producirá la disminución de carga, puesto que significa que no existe suficiente gas en el lado de aspiración para mantener la presión demandada en el proceso.

En este ejemplo, si la salida del selector es inferior al 30 % se abrirá la válvula de *by pass* para reciclar parte del gas evitando que el compresor opere por debajo de ese valor. Tan pronto la demanda sea superior al 30 % se cerrará la válvula de *by pass*, controlando el sistema Hydrocom la posición de válvula de carga al valor necesario en función de la demanda del proceso.

Bibliografía

Process control. Instrument engineers handbook
Bela G. Liptak
Chilton Book Company

Automacion de las instalaciones químicas y térmicas
Carlo Toresan
Editorial Científico Médica

Catálogos Técnicos
Hoerbiger Española S.A.

23

Control antibombeo en compresores centrífugos

23.1. Bombeo límite

La operación de un compresor centrífugo puede llegar a ser inestable debido a cambios en alguna de las condiciones del proceso, tales como caudal, presión, temperatura o peso molecular, llegando hasta la situación de *surge* o bombeo límite de la máquina.

El fenómeno de bombeo ocurre en un compresor cuando el caudal de entrada se reduce lo suficiente para ocasionar una inversión momentánea del sentido de flujo. En efecto, si a cualquier velocidad dada disminuye el caudal de aspiración, la presión desarrollada por el compresor tiende también a disminuir, pudiendo llegar a un punto en el cual esta presión sea inferior a la existente en la línea de impulsión, resultando como consecuencia una inversión momentánea del sentido de flujo. La inversión del sentido de flujo tiende a bajar la presión en la línea de impulsión, se recupera la compresión normal y por tanto vuelve a repetirse el ciclo. Esta acción cíclica denominada *surge* o bombeo límite de la máquina es una condición inestable, variando en intensidad desde un rateo audible hasta un choque violento. Los bombeos intensos pueden causar daños importantes a la máquina, aunque éste solo haya existido durante unos pocos segundos.

23.1.1. Línea de bombeo

El antibombeo es un control inferencial, por tanto, el primer paso a dar para diseñar el sistema de control es obtener la ecuación de la curva de bombeo. La Figura 23.1 muestra dos de las formas más habituales de representación de curvas suministradas por los fabricantes de las máquinas. La diferencia está en las unidades del eje de ordenadas, una de ellas está dada en diferencia de presión y la otra en relación de compresión. En cualquiera de ellas, el compresor está en zona segura si el caudal se encuentra a la derecha de la línea de bombeo. Las velocidades de trabajo están representadas por V1 a V4 y, por lo general, oscilan entre 80 y 110 % de la velocidad nominal del compresor.

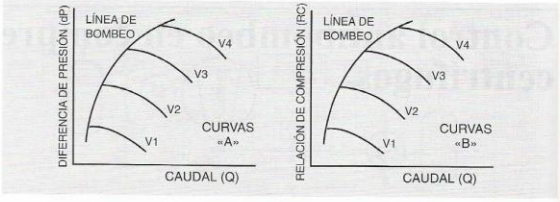


Figura 23.1

La Figura 23.2 muestra una familia de curvas en la que el caudal se obtiene en función de la diferencia de presión.

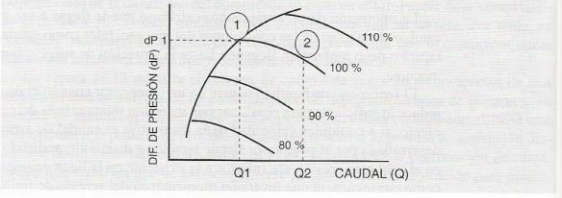


Figura 23.2

Suponiendo que el compresor está trabajando en el punto 2 sobre la curva de velocidad nominal 100 %, el caudal será Q2. Si por cualquier causa el caudal disminuye y la velocidad permanece constante, se llegará al punto 1 al cual corresponde el caudal Q1, que es el mínimo que puede procesar la máquina a esta velocidad dentro de su margen de seguridad. Si disminuye aún más el caudal, se entrará en la zona de bombeo. Si el ejemplo anterior se repite para otras velocidades se obtienen distintos puntos de caudal, así como distintas presiones diferenciales.

El procedimiento más sencillo para obtener la ecuación que corresponde a la línea de bombeo es calcular la correspondiente a la recta que pasa por dos puntos de la curva próximos a la velocidad de trabajo, por ejemplo 80 y 110 % de velocidad nominal del compresor. A partir de la curva que aparece en la Figura 23.3, la ecuación de esta línea será:

$$\frac{Q - Q1}{dP - dP1} = \frac{Q2 - Q1}{dP2 - dP1}$$

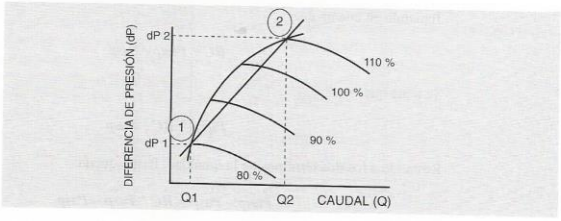


Figura 23.3

Todos los valores con subíndice son conocidos e invariables para cada curva, por tanto se puede pasar de la ecuación anterior a otra de la forma característica:

$$Q = K * dP + B0$$

Donde:
- Q = Caudal en volumen
- dP = Diferencia de presión a través de la etapa
- K = Pendiente de la recta
- B0 = Bías de caudal

23.1.2. Transformación de curvas

Como se ha mencionado en el apartado anterior, cada fabricante suministra las curvas características de forma diferente. En el cálculo precedente se han utilizado las curvas A correspondientes a la Figura 23.1, en las que el caudal es función de la diferencia de presión. Como se verá posteriormente, el sistema de control propuesto está basado precisamente en la relación que existe entre la diferencia de presión y el caudal. Por este motivo se ha de convertir cualquier tipo de curva a otra equivalente en la que se cumpla esta condición. En las curvas B, el caudal es función de la relación de compresión en la etapa. Si se quieren convertir a otras del tipo A, se pueden utilizar los valores que aparecen en la tabla siguiente:

Velocidad	Caudal	Pres. Asp.	Rel. Comp.	Dif. Pres.
80 %	Q1	Pasp1	RC1	dP1
110 %	Q2	Pasp2	RC2	dP2

Para obtener las diferencias de presión se suponen los mismos puntos que para el cálculo de la línea de bombeo, es decir 80 y 110 % de velocidad. Asimismo, puesto que se toman los datos del fabricante, la presión de aspiración Pasp2 es igual que la Pasp1.

Teniendo en cuenta que:

$$RC = Pimp / Pasp$$

Se tiene que:

$$Pimp = RC * Pasp$$

Restando a los dos términos de la igualdad Pasp, queda:

$$Pimp - Pasp = RC * Pasp - Pasp$$

$$dP = Pasp * (RC - 1)$$

De esta manera las curvas B de la Figura 23.1 se pueden convertir a otras del tipo A, y el cálculo de la línea de bombeo se hará de forma similar al que se ha visto anteriormente.

Con el procedimiento de cálculo de la recta se observa que, si la velocidad se encuentra en la zona media del rango de actuación considerado, 95 % en este caso dada la forma de la curva considerada, puede existir una diferencia importante entre la curva de bombeo real y la recta calculada, tal como se ve en la Figura 23.4.

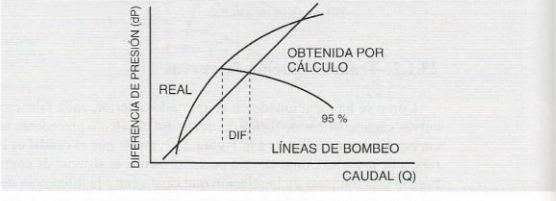


Figura 23.4

Esto puede llevar en algún caso a reciclar un cierto caudal innecesario, con el consiguiente gasto de energía en el compresor. Para solucionar este defecto se puede calcular la línea de bombeo como una curva parabólica. Tomando las coordenadas de tres puntos sobre la curva de bombeo de la Figura 23.5, se forma un sistema de ecuaciones del tipo:

$$A * dP1^2 + B * dP1 + C = Q1$$

$$A * dP2^2 + B * dP2 + C = Q2$$

$$A * dP3^2 + B * dP3 + C = Q3$$

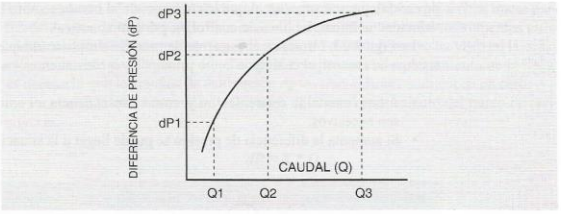


Figura 23.5

resolviendo se obtiene la ecuación:

$$Q = A * dP^2 + B * dP + C$$

que corresponde a una parábola cuya recta directriz se encuentra paralela al eje de ordenadas, mientras que su eje de simetría está en el de abscisas.

23.1.3. Línea de control antibombeo

Existen diversos métodos para evitar el bombeo controlando el caudal en la etapa de compresión correspondiente, los cuales pueden ser denominados como:

- Caudal mínimo constante (línea de control vertical).
- Pendiente convergente de la línea de control.
- Pendiente paralela de la línea de control.

• Pendiente vertical

El primero de los métodos, o de pendiente vertical, aparece en la Figura 23.6. La forma de proteger la máquina es fijar un punto de consigna mínimo en el controlador

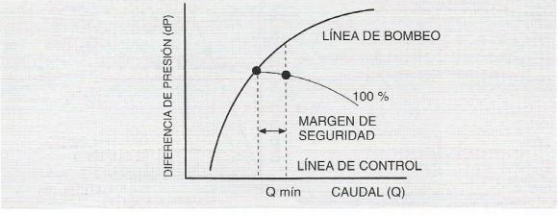


Figura 23.6

de caudal que sea superior al que le corresponde al bombeo sobre la curva 100 % de velocidad nominal. La línea de control es, por tanto, vertical.

La Figura 23.7 muestra el esquema de proceso simplificado que cumple con este sistema de control, el cual tiene como principales inconvenientes los siguientes:

- A bajo caudal la recirculación y, como consecuencia, el consumo de energía, son excesivos.
- Si aumenta la diferencia de presión se puede llegar a la situación de bombeo.

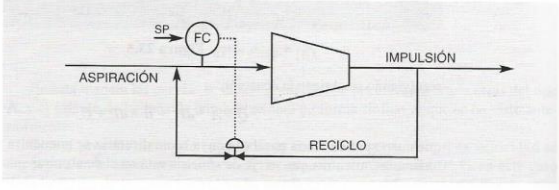


Figura 23.7

• Pendiente convergente

El segundo método o de pendiente convergente está representado en la Figura 23.8. En este sistema el punto de consigna del controlador antibombeo se fija en función de la medida de caudal y de una relación ajustable, siendo la medida de este controlador la diferencia de presión a través de la etapa de compresión.

Según aparece en la Figura 23.8, la línea de control se encuentra desplazada a la derecha de la de bombeo el margen de seguridad deseado, normalmente en torno al

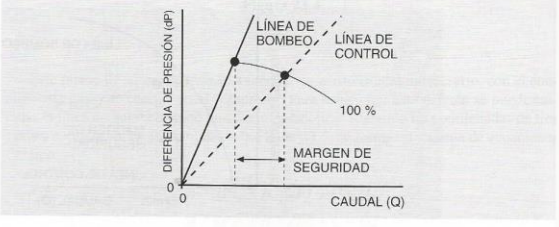


Figura 23.8

10 % de caudal a la velocidad de diseño. Asimismo se puede ver que ambas líneas parten del origen de coordenadas. Esto es debido a que, al no tener los instrumentos utilizados posibilidad de sumar un bías o constante de caudal, como se ha visto en la ecuación de cálculo de la línea de bombeo para compensar el desplazamiento de la línea, es necesario que los rangos de calibración de los transmisores comiencen en cero.

La ecuación que desarrolla este sistema de control para cálculo del punto de consigna es:

$$dP = K * Q$$

Donde: dP = Diferencia de presión a través de la etapa
K = Constante de relación
Q = Caudal en volumen

La Figura 23.9 muestra el esquema simplificado de proceso. Aunque este sistema de control ofrece una mejora muy importante con respecto al de caudal mínimo constante, dista mucho de ser óptimo, teniendo como principales inconvenientes los siguientes:

- A baja carga se está muy próximo a la línea de bombeo, con el consiguiente peligro. Esta situación se presenta durante puestas en marcha y paradas de la unidad.
- Con carga alta la recirculación puede ser excesiva, al ir aumentando el margen de seguridad.
- Falta de sensibilidad en la medida de la diferencia de presión a través de la etapa, sobre todo si la diferencia es alta. El transmisor debe estar calibrado partiendo de cero.

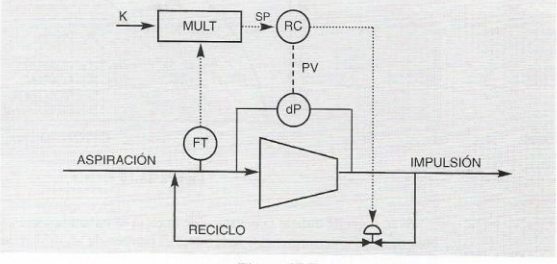


Figura 23.9

• Pendiente paralela

Por último se tiene el método de pendiente paralela. Con la aparición de los sistemas analógicos actuados electrónicamente con posibilidad de cálculos algo más com-

plejos o, mejor aún, con los sistemas digitales basados en microprocesador, el control antibombeo ha mejorado con respecto a lo visto hasta ahora, al tener posibilidad de cálculos por complicados que éstos sean. El desarrollo se puede ver utilizando la ecuación de la recta como línea de control. Si a la ecuación de la línea de bombeo descrita a partir de la Figura 23.3, se le suma un bías o margen de seguridad (B), por ejemplo 10 % de caudal sobre la curva 100 % de velocidad, se tiene:

$$Q = K * dP + B0 + B$$

Agrupando las dos constantes, B0 y B se puede decir que:

$$Q = K * dP + B1$$

Donde:
- dP = Diferencia de presión a través de la etapa
- K = Pendiente de la recta
- B1 = Bías de control

Con esta ecuación, la línea de control se desplaza paralela en todo momento a la de bombeo, eliminando las perturbaciones que pueden ocasionarse en el método de pendiente convergente, al variar la carga. La Figura 23.10 muestra las diferentes líneas, tanto de control como de alarma y seguridad, cuya utilidad se verá más adelante.

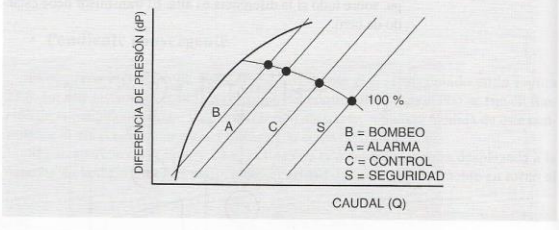


Figura 23.10

Si en lugar de utilizar la ecuación de la recta se utiliza la correspondiente a la parábola descrita anteriormente y se le suma el margen de seguridad de 10 % de caudal a la velocidad 100 %, se habrá desplazado horizontalmente la posición del foco y recta directriz de la parábola, obteniendo la curva de control C de la Figura 23.11, la cual tendrá la ecuación:

$$Q = A * dP^2 + B * dP + C1$$

Siendo:
- C1 = C + Margen de control utilizado (10 %)
- A y B = Coeficientes de la ecuación

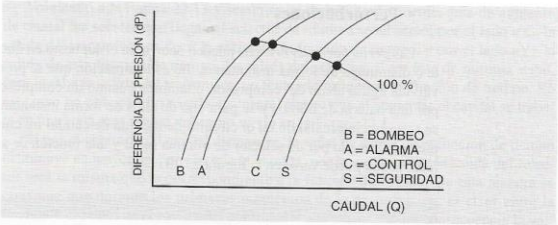


Figura 23.11

Utilizando cualquiera de los procedimientos, tanto el de la Figura 23.10 como el de la 23.11, el punto de consigna del controlador se posicionará en un valor paralelo a la línea de bombeo en todo momento, reciclando el caudal mínimo compatible con la seguridad del compresor. Con objeto de simplificar y dado que ambos procedimientos son iguales desde el punto de vista de control, a partir de ahora se va a desarrollar el que utiliza el cálculo de la recta.

El esquema de control que puede desarrollar esta ecuación se muestra en la Figura 23.12. Como puede observarse, el sistema se comporta como un lazo de control de caudal cuyo punto de consigna está fijado en función del cálculo efectuado para obtener la línea de control. En condiciones normales de trabajo, la válvula de reciclo abre si el caudal se aproxima al punto de consigna, cerrando cuando el caudal aumenta.

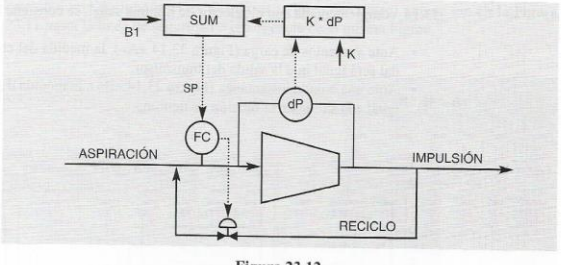


Figura 23.12

Existen dos circunstancias en las cuales el sistema debe comportarse de forma diferente, como son cuando se producen variaciones de caudal:

- Rápidas (perturbaciones).
- Muy lentas (derivas).

• Perturbaciones

Las *perturbaciones bruscas* pueden ocurrir en el supuesto en que el caudal aumente o disminuya de forma instantánea. Tal es la situación que se produce al cerrar una válvula aguas abajo del compresor, o también cuando un compresor está alimentado por una batería de hornos y se para uno de ellos de forma instantánea. Esta situación se resuelve intercalando en el circuito de medida de caudal un conjunto de dos elementos formado por un selector de mínima señal y una función de adelanto de tiempo *lead,* según puede verse en la Figura 23.13.

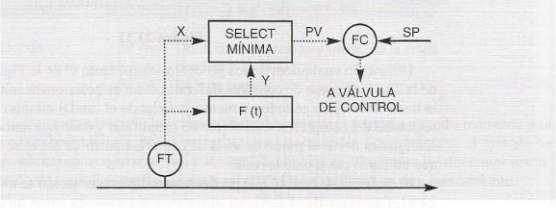


Figura 23.13

Debido al comportamiento de la función de tiempo que puede verse en la Figura 23.14, complementada con el selector de mínima señal, se consigue lo siguiente:

- Ante aumentos de carga (Figura 23.14 «A»), la medida del controlador de caudal será igual que la salida del transmisor.
- Ante una bajada instantánea (Figura 23.14 «B»), la medida del controlador será igual a la salida de la función de tiempo.

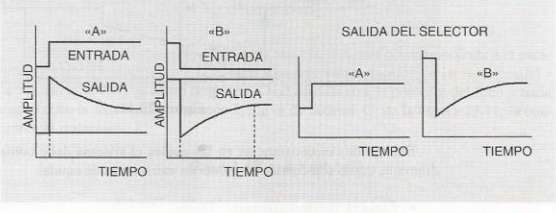


Figura 23.14

Volviendo a la Figura 23.13 y según se ha dicho anteriormente, ante un aumento de caudal las señales que llegan al selector de mínima señal serán, por el lado «X» la salida del transmisor, es decir la entrada a la función de tiempo, y por el lado «Y» la salida de esta función de tiempo. La salida del selector, al ser éste de mínima señal, será igual a la salida del transmisor, no teniendo influencia la función de tiempo. En este caso no es necesario tenerla en cuenta, puesto que al aumentar el caudal se trabaja en una zona más segura, tal como se vio en la Figura 23.1.

Si por el contrario, el caudal disminuye, la señal de salida de la función de tiempo disminuye en mayor proporción que la entrada, por lo que a su vez la salida del selector será la misma que la correspondiente a la función de tiempo. De esta manera se consigue que durante los primeros momentos de la perturbación, el error entre la medida y el punto de consigna del controlador sea mayor. Como consecuencia la válvula abrirá, aumentando reciclo para proteger la máquina.

• Derivas

El otro tipo de perturbación puede ocurrir cuando se producen *variaciones muy lentas* en el caudal. En este supuesto, la medida puede aproximarse a la línea de bombeo sin que la respuesta de la válvula sea suficientemente rápida para abrir lo necesario antes de entrar en bombeo. Este caso puede ocurrir, por ejemplo, si se ha realizado un ajuste deficiente de las constantes proporcional e integral en el controlador, o por trabajar con un margen de seguridad muy pequeño en la línea de control.

Para eliminar el posible bombeo que puede ocurrir debido a esta circunstancia, se incluye en el esquema de control la parte que aparece en la Figura 23.15. El objeto de este conjunto de funciones es desplazar la línea de control que se vio en la Figura 23.11 hasta la línea de seguridad o emergencia de la misma Figura.

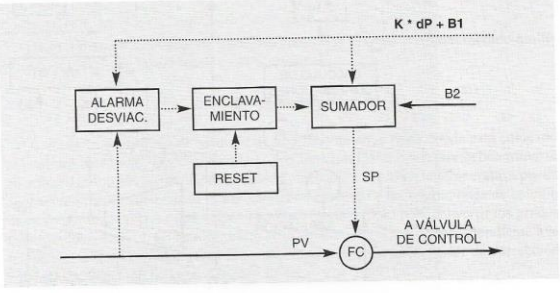


Figura 23.15

En el bloque denominado alarma de desviación, se compara continuamente el caudal real con el resultado del cálculo de la línea de control. En el caso en que el caudal se aproxime al bombeo, al llegar a la línea de alarma que aparece en la Figura 23.11 se dispara el bloque denominado enclavamiento, quedando la ecuación de la forma:

$$Q = K * dP + B1 + B2$$

Siendo : B2 = Margen de seguridad adicional (por ejemplo, 5 %)

De esta manera la línea de control se desplaza hasta la línea de seguridad, aumentando el error entre medida y punto de consigna. Como consecuencia, la válvula abre para proteger la máquina. Debido al enclavamiento, esta situación permanece hasta que se acciona el *reset.* El accionamiento del *reset* puede realizarse de forma manual por el operador o de forma automática en función de algún parámetro, tal como tiempo, caudal, etc.. En cualquier caso, dicho accionamiento se realizará una vez pasada la situación de emergencia.

Cuando se acciona el *reset,* el punto de consigna del controlador de caudal disminuirá de forma lenta, por medio de un sistema de rampa lineal, hasta alcanzar la ecuación normal de trabajo, es decir:

$$Q = K * dP + B1$$

Uniendo las partes que han sido vistas anteriormente por separado, nos quedará el esquema de control de la Figura 23.16.

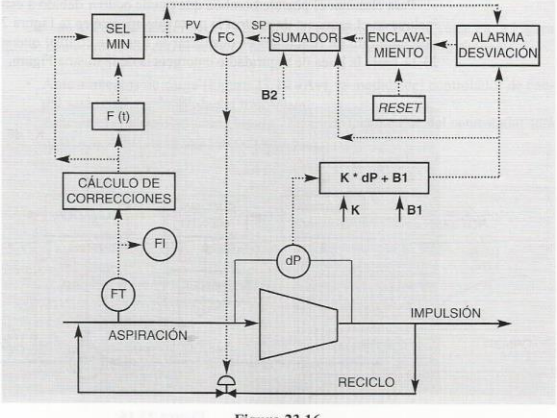


Figura 23.16

23.2. Correcciones a la medida de caudal en volumen

La medida de caudal a través de elementos basados en presión diferencial, se ve afectada por variaciones en una serie de parámetros que intervienen en el cálculo a la hora de efectuar el diseño. Estos parámetros son fundamentalmente temperatura y presión del gas. Puesto que el elemento de medida de caudal estará calculado para unas condiciones que pueden no coincidir con las reales, es necesario efectuar ciertas correcciones a la medida para conseguir que la línea de control permanezca lo más estable posible y no varíe el margen de seguridad con respecto a la de bombeo. Para corregir la influencia de las variables mencionadas, se deben medir éstas en la línea de proceso donde se encuentra situado el elemento de medida y lo más cerca posible al mismo. La fórmula de partida será la de cálculo de caudal medido «m» en volumen. La letra «c» indica valor de cálculo o diseño y la letra «t» valor de trabajo o a condiciones de flujo.

$$Qm = K * \sqrt{\frac{h * Pc}{Tc}}$$

A efectos de corrección, la presión diferencial «h» de calibración no varía, así como tampoco el factor «K», por lo que se puede aplicar un factor de corrección «FC» que sea igual a:

$$FC = \sqrt{\frac{Pt * Tc}{Pc * Tt}} = \sqrt{\frac{Tc}{Pc}} * \sqrt{\frac{Pt}{Tt}}$$

Teniendo en cuenta que los valores de cálculo «c» son conocidos y fijos, se pueden considerar como una constante dentro del cálculo, quedando por tanto:

$$FC = K * \sqrt{\frac{Pt}{Tt}}$$

De esta manera, el caudal de trabajo corregido será igual al caudal medido multiplicado por el factor de corrección «FC», es decir:

$$Qt = Qm * FC$$

A veces no se dispone de medidor de temperatura en la línea donde está colocado el medidor de caudal. Dado que tanto la presión como la temperatura deben tomarse en valores absolutos, se puede decir que la corrección debida a la temperatura puede ser tomada como constante si la variación con respecto a las condiciones de cálculo no es importante, al tener que sumar a ambos valores 273,15 para convertir los grados Centígrados a Kelvin. En este supuesto se podría incluir el valor correspondiente a la temperatura de trabajo dentro de la constante «K», quedando el factor de corrección solamente en función de la presión, por lo que:

$$FC = K * \sqrt{Pt}$$

23.3. Correcciones por variación en el peso molecular

Algunos compresores trabajan con gases cuyo peso molecular es constante, en cambio otros trabajan con gases de peso molecular variable. En los que el peso molecular es variable con respecto al de diseño, es necesario corregir el efecto de estas variaciones. Puesto que las curvas de bombeo están construidas, o adaptadas, con el caudal de aspiración en función de la diferencia de presión a través del compresor, se debe determinar la influencia de las variaciones del peso molecular sobre la línea de bombeo.

Como se ha visto anteriormente, la diferencia de presión es proporcional a la relación de compresión (RC), siendo ésta a su vez función del peso molecular (Pm). Si se mantienen constantes el resto de variables que intervienen en el cálculo de la relación de compresión se tiene que, para un cierto caudal:

$$RC = (1 + K * Pm * E)^{1/E}$$

Donde: E = (Ki - 1) / Ki
Ki = Coeficiente isoentrópico

Esta ecuación muestra que existe una relación exponencial variable entre el peso molecular y la diferencia de presión a través del compresor. También hay que tener en cuenta que el coeficiente isoentrópico se ve afectado, a su vez, por el peso molecular. Recordemos que la corrección debida al peso molecular sobre la línea de bombeo debe modificar el *punto de consigna* del controlador de caudal.

A continuación y para ver el efecto del peso molecular en el caudal de aspiración se puede suponer que se mantienen constantes el resto de variables que intervienen en el cálculo, como presión y temperatura. De acuerdo a estos criterios, como *medida del caudal* de trabajo se tendrá:

$$Qt = Qm * \sqrt{\frac{Pmc}{Pmt}}$$

Donde: Qt = Caudal a condiciones de flujo
Qm = Caudal a condiciones de medida
Pmt = Peso molecular a condiciones de flujo
Pmc = Peso molecular de cálculo

Observando el efecto de cada una de las dos correcciones se ve claramente que no se realiza una autocompensación del efecto de las variaciones de peso molecular, por tener distinta influencia en la relación de compresión y en la medida de caudal.

En la última corrección, si el peso molecular del gas es superior al de cálculo del elemento de medida, el caudal corregido será más pequeño, actuando antes el sistema de control. Al mismo tiempo, el peso molecular afectará a la curva de bombeo desplazándola a la izquierda, compensando el efecto del cambio en la medida de caudal, aunque no en la misma proporción. Cuando el peso molecular disminuye se realizarán las correcciones justamente al contrario. Como puede verse, el efecto general del cambio en el peso molecular repercute de forma diferente en cada uno de los

parámetros de control, de tal forma que si las variaciones esperadas son importantes, hay que disponer de varias curvas de bombeo realizadas por el fabricante del compresor, y utilizar la mas restrictiva de ellas. Como consecuencia de lo expuesto, hay que tener mucho cuidado cuando se trate de aplicar la corrección de peso molecular.

23.4. Medida de caudal en la linea de impulsión

Hasta ahora se han tratado los cálculos suponiendo que la medida de caudal se encuentra instalada en la línea de aspiración. A veces debido a la falta de espacio, tamaño de la tubería o poca presión existente en la línea de aspiración, se hace necesario instalar la medida de caudal en la línea de impulsión. Como la medida estará realizada en volumen, hay que efectuar la corrección necesaria para adaptarla a la curva suministrada por el fabricante del compresor, la cual estará construida con la medida de caudal en la aspiración.

Suponiendo que la relación entre los factores de compresibilidad del gas está muy próxima o es prácticamente la unidad, se puede hacer uso de la ecuación de los gases perfectos utilizando valores absolutos, tanto en la aspiración (asp) como en la impulsión (imp).

$$\frac{Pasp * Vasp}{Tasp} = \frac{Pimp * Vimp}{Timp}$$

Despejando,

$$Vasp = Vimp * \frac{Pimp * Tasp}{Timp * Pasp}$$

Puesto que hay que trabajar con valores absolutos de presión y temperatura, en ciertos casos puede ocurrir, por ejemplo, si no existe algún medidor de temperatura o éstas son relativamente constantes, que la relación de temperaturas se tome a su vez como constante. En este supuesto la ecuación anterior quedará como:

$$Vasp = Vimp * K * \frac{Pimp}{Pasp}$$

Por otro lado, existe la posibilidad que el reciclo del sistema antibombeo pueda agrupar a una serie de etapas de compresión, tal como aparece en la Figura 23.17. En este caso además de la conversión de caudal de impulsión a aspiración, hay que añadir otra corrección adicional debida a las posibles entradas de gas en las etapas intermedias, así como eliminar el condensado que quedará en los depósitos de aspiración interetapas. Puesto que estos datos serán muy difíciles o quizás imposible de medir, será necesario efectuar un cálculo medio para estas pérdidas o gases añadidos e introducirlos como una constante que modifique el caudal medido en la línea de impulsión.

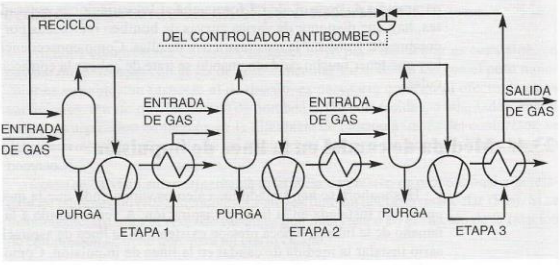


Figura 23.17

Como se puede ver después de todo lo expuesto en los apartados que hacen mención a las distintas correcciones efectuadas en la medida de caudal, el controlador antibombeo tendrá una variable de proceso calculada que representará el caudal equivalente a efectos de control.

23.5. Instrumentación a utilizar

Después de lo visto hasta ahora, es lógico pensar que todos los instrumentos necesarios para efectuar este tipo de control deben ser de alta velocidad de respuesta. Por un lado los transmisores, tanto de caudal como de presión o diferencia de presión han de ser electrónicos. De otra parte, la válvula automática debe ser capaz de recircular el 100 % de caudal necesario para eliminar el bombeo. Asimismo debe tener característica lineal y un tiempo máximo de recorrido total de uno o dos segundos. Conviene recordar que no es necesario que abra totalmente la válvula automática para que se elimine la condición de bombeo, sino abrir lo suficiente para que a partir de la posición en que se encuentre en un momento determinado sea capaz de desalojar el caudal adicional necesario para que el compresor trabaje en condiciones seguras. Sólo en un caso excepcional donde el caudal de impulsión sufra un descenso brusco hasta aproximarse a caudal cero, por ejemplo el cierre instantáneo de una válvula aguas abajo del compresor, la válvula deberá abrir un mayor porcentaje para dejar pasar más caudal.

Por último, el sistema de control si es analógico debe ser de tipo electrónico, y si es digital debe tenerse en cuenta el periodo entre ejecuciones del algoritmo de control. En este punto tampoco conviene olvidar que la línea de control se encuentra alejada un margen de seguridad con respecto a la de bombeo, de forma que la reacción del sistema de control tiene un cierto margen de actuación. En ningún caso el periodo de ejecución será superior a un segundo, puesto que de nada vale todo el cálculo efectuado para disponer de un control riguroso y lo más cercano posible a la línea de bombeo, si el control se realiza cada diez, veinte o treinta segundos. En este tiempo, si se

ha producido el bombeo y el sistema de control no ha tomado ninguna acción, la máquina puede haber sufrido daños importantes.

23.5.1. Detectores de bombeo

A pesar de todo el sistema de control instalado para proteger la máquina, puede llegar a producirse el bombeo por fallo de alguna de las partes que lo componen. Para solventar esta situación se puede instalar algún tipo de detector que, insertado en el circuito de emergencia o seguridad, abra la válvula de reciclo. La Figura 23.18 muestra la válvula de reciclo con el sistema de protección mencionado. Al abrir la válvula de reciclo se elimina instantáneamente la situación de bombeo.

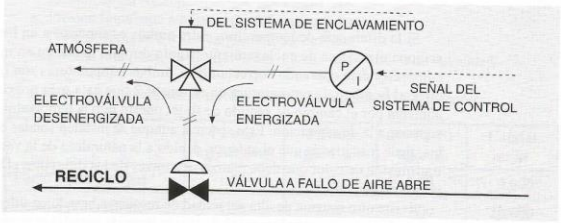


Figura 23.18

A continuación se describen algunos tipos de protección considerados como los más importantes para efectuar esta detección. El primero de los sistemas consiste en instalar un sensor de presión en la línea de impulsión, de forma que si la presión tiene oscilaciones o caída brusca por haberse invertido el caudal al producirse el primer ciclo de bombeo, se acciona el sistema de enclavamiento del compresor. Este sistema es de alta velocidad de respuesta, toda vez que la presión no tiene inercia considerable. La Figura 23.19 muestra un diagrama de bloques de este tipo de protección en el que al final se activa un contacto que se introduce al sistema de enclavamiento para activar la electroválvula que aparece en la Figura 23.18.

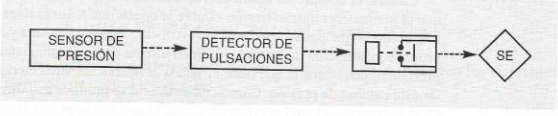


Figura 23.19

Otro sistema se compone de dos sensores de temperatura colocados en la línea de aspiración, tal como muestra la Figura 23.20. Uno de los sensores se sitúa muy próximo al compresor y otro alejado del mismo.

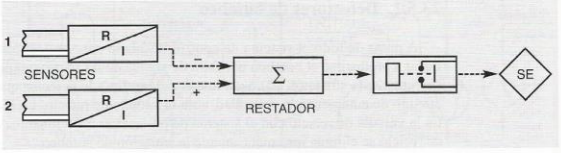


Figura 23.20

Si la diferencia de temperatura entre ambos es superior a un límite prefijado, se acciona el sistema de enclavamiento. Tanto durante la puesta en marcha como si el compresor está operando correctamente, ambas temperaturas son iguales. Al producirse el bombeo, la temperatura en el sensor 2 que está más próximo al compresor aumenta por el cambio de sentido de flujo, puesto que la temperatura de impulsión es superior a la de aspiración. Este sistema, aunque se instalen sondas de termorresistencia, tiene más inercia que el anterior, debido a la naturaleza de la variable a medir y la transmisión de calor que debe realizarse a través de los diferentes elementos que componen el conjunto.

Existe otro sistema de alta velocidad de respuesta basado en diferencia de presión, como el que muestra la Figura 23.21. En la línea de impulsión se encuentra instalado un presostato diferencial al cual le llega, por un lado, la presión directa de la línea, y por otro, la misma presión a través de una válvula de restricción.

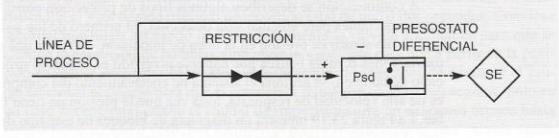


Figura 23.21

Cuando el compresor opera correctamente ambas presiones son iguales, puesto que al permanecer mucho tiempo estable la operación, tanto la línea directa al presostato como la que pasa a través de la restricción tienen la misma presión. Cuando se produce la situación de bombeo, la línea directa detecta inmediatamente la caída de presión, mientras que la que tiene instalada la restricción tarda cierto tiempo en detectar este cambio de presión. Como consecuencia se produce una diferencia de presión en el presostato, el cual acciona un contacto que activa el sistema de enclavamiento del compresor.

23.6. Ejemplo de cálculo

En este apartado se desarrolla un ejemplo de cálculo en el que, con objeto de simplificar, se supone que no es necesario realizar correcciones en la medida de caudal, puesto que presión, temperatura y peso molecular del fluido de proceso están operando a los mismos valores a los que está calculado el elemento de medida de caudal. Asimismo la medida de caudal se encuentra situada en la línea de aspiración de la etapa de compresión objeto del ejemplo. Por tanto, los datos necesarios para calcular las diferentes líneas de control y seguridad que aparecen en la Figura 23.10, obtenidos de la curva característica suministrada por el fabricante del compresor, son los siguientes, teniendo en cuenta que esta curva se encuentra dada en valores de caudal en función de la diferencia de presión en la etapa, tal como muestra la Figura 23.3:

- Presión de aspiración. 1,5 kg/cm^2 abs
- Presión impulsión a baja carga: 3,5 kg/cm^2 abs
- Presión impulsión a alta carga: 8,5 kg/cm^2 abs
- Presión impulsión de diseño: 6,5 kg/cm^2 abs a 100 % de velocidad

Con los datos anteriores se puede construir la siguiente tabla de valores:

	P1 asp kg/cm^2 abs	P2 imp kg/cm^2 abs	dP=P2-P1 kg/cm^2	Caudal m^3/h
Punto 1 (Baja carga)	1,50	3,50	2,00	9.000
Punto 2 (Alta carga)	1,50	8,50	7,00	20.000
Punto de diseño (100 %)	1,50	6,50	5,00	15.600

Aplicando los diferentes cálculos mostrados anteriormente se obtienen los valores de pendiente y bias de la recta de bombeo equivalente a la curva característica del fabricante.

$$K = \frac{Q2 - Q1}{dP2 - dP1} = \frac{20.000 - 9.000}{7,00 - 2,00} = 2.200 \frac{m^3\, cm^2}{kg\, h}$$

$$B0 = Q1 - K * dP1 = 9.000 - 2.200 * 2,00 = 4.600\ m^3/h$$

Con estos valores se comprueba que en el punto de diseño, correspondiente a 100 % de velocidad nominal, el caudal correspondiente a la diferencia de presión existente es:

$$Qd = K * dP + B0 = 2.200 * 5,00 + 4.600 = 15.600\ m^3/h$$

Para obtener las diferentes rectas de la Figura 23.10 se le aplican los siguientes márgenes de control y seguridad:

- Alarma de desviación límite: 2 %

- Margen de control: 10 %.
- Margen de seguridad: 5 %.

Como consecuencia, los valores de caudal calculados para cada una de las rectas serán:

$$\textit{Límite de desviación} = Qd * (\%\ Control - \%\ Alarma)$$

$$\textit{Límite de desviación} = 15.600 * (10 - 2) / 100 = 1.248\ m^3/h$$

$$\textit{Margen de control} = Qd * \%\ Control$$

$$\textit{Margen de control} = 15.600 * 10 / 100 = 1.560\ m^3/h$$

$$B1 = B0 + \textit{Margen de control}$$

$$B1 = 4.600 + 1.560 = 6.160\ m^3/h$$

$$\textit{Margen de seguridad}\quad B2 = Qd * \%\ Seguridad$$

$$\textit{Margen de seguridad}\quad B2 = 15.600 * 5 / 100 = 780\ m^3/h$$

Una vez que se han obtenido los diferentes parámetros necesarios para llevar a cabo el control, se comprueba que el punto de control para las condiciones de diseño del compresor es:

$$Qc = K * dP + B1 = 2.200 * 5{,}00 + 6.160 = 17.160\ m^3/h$$

Si por cualquier circunstancia el caudal disminuye, llegará al valor correspondiente a la curva de alarma, que en este caso en concreto será:

$$Qa = Qc - \textit{Límite de desviación}$$

$$Qa = 17.160 - 1.248 = 15.912\ m^3/h$$

Como se puede ver, este valor está por encima del correspondiente al bombeo en el punto de diseño (Qd). Al alcanzar el valor de alarma, el sistema de control desplaza la línea hacia la de emergencia, añadiendo el margen de seguridad adicional.

$$Qe = Qc + B2 = 17.160 + 780 = 17.940\ m^3/h$$

La Figura 23.22 muestra las diferentes curvas con los valores de los datos de diseño y calculados. En esta Figura se ha incluido un juego de datos adicionales denominados PRUEBA, en los que, partiendo de una diferencia de presión en la etapa de 3,50 Kg/cm^2, se obtienen los siguientes valores para las diferentes líneas:

Caudal de bombeo	$Qb = 12.300\ m^3/h$
Caudal de alarma	$Qa = 12.612\ m^3/h$
Caudal de control	$Qc = 13.860\ m^3/h$
Caudal de emergencia	$Qe = 14.640\ m^3/h$

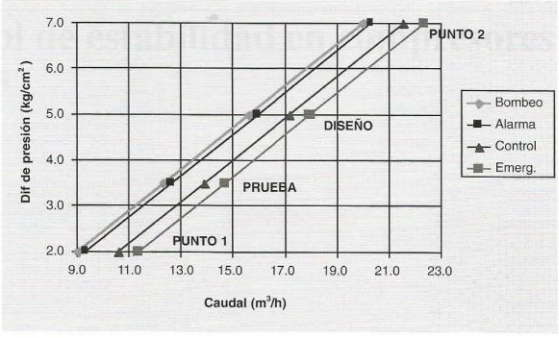


Figura 23.22

Bibliografía

Surge control for centrifugal compressors.
M. H. White.
Chemical Engineering, Dic. 25, 1972.

Improved surge control for centrifugal compressors.
N. Staroselsky y L. Ladin.
Chemical Engineering, Mayo 21, 1979.

Antisurge control schemes for turbocompressors.
J. R. Gaston.
Chemical Engineering, Abril 19, 1982.

24

Control de estabilidad en compresores axiales

24.1. *Choke*

El fenómeno de *choke* se produce cuando se trabaja a caudal muy alto. En este supuesto, la velocidad relativa del gas con respecto a la velocidad del sonido aumenta. Cuando este valor alcanza un valor igual a 1, se produce el fenómeno de *choke.* En otras palabras, el *choke,* también llamado algunas veces *stonewall,* se produce cuando la velocidad relativa del gas en la entrada con respecto a la velocidad del sonido es igual a la unidad (número Mach igual a 1). En condiciones normales de trabajo, esta relación no debe sobrepasar al valor de diseño, el cual suele estar entre 0,85 y 0,90. Si se llega al valor 1, pueden producirse vibraciones en los álabes, con pérdida de superficie efectiva en los mismos.

Aunque este fenómeno no es tan perjudicial como el de *surge,* es necesario evitarlo si se quiere prolongar la vida de la máquina y trabajar en condiciones seguras.

24.1.1. Curvas características

La Figura 24.1 muestra las curvas características de un compresor axial con geometría variable, es decir con parte del estator regulable por medio de un sistema que modifica el caudal a través del compresor. Como se ve, la línea de bombeo delimita el extremo de mínimo caudal cuando va aumentando la presión. Se llega a la línea de *choke* cuando para un caudal determinado va disminuyendo la presión, o por el contrario, para una presión determinada va aumentando el caudal.

La línea de control antibombeo tiene la misma función que en los compresores centrífugos, es decir, mantener el caudal mínimo en una línea imaginaria desplazada un porcentaje de seguridad con respecto a la de bombeo. La alarma de *choke,* tiene por objeto prevenir la caída de presión en el compresor por debajo de un valor determinado, al aumentar el caudal de entrada.

En algunos compresores axiales, el elemento primario de medida lo constituye el tronco de cono que forma este tipo de compresor en el lado de aspiración, ya que el

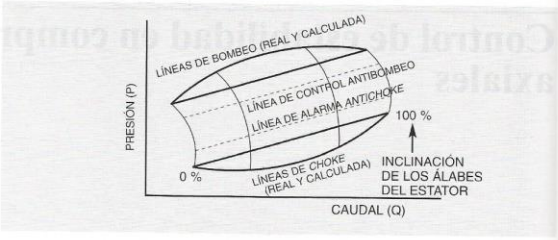


Figura 24.1

mismo es semejante a un tubo Venturi, según puede verse en la Figura 24.2. Por tanto, si se mide la presión diferencial, tomando los puntos antes y después del tronco de cono, tendremos el caudal de paso a través del compresor.

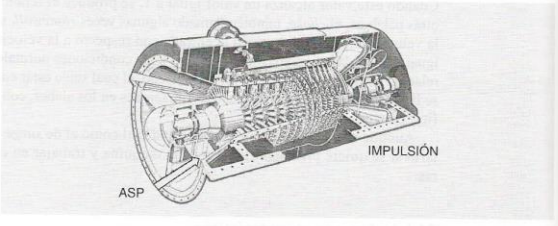


Figura 24.2

24.2. Esquema de control antibombeo

La Figura 24.3 muestra un sistema de control antibombeo para un compresor axial con geometría variable. La función del compresor es la de suministrar un caudal determinado de aire al proceso. La aspiración viene de la atmósfera a través de un conjunto de filtro y silenciador. Como puede verse, el controlador FC-1 fija el caudal necesario para el proceso y FC-2 es el controlador antibombeo.

Para el cálculo del punto de consigna de FC-2 se puede seguir un procedimiento similar al descrito para el cálculo antibombeo en los compresores centrífugos, con la diferencia que en este caso utilizado como ejemplo, sólo es necesario medir la presión

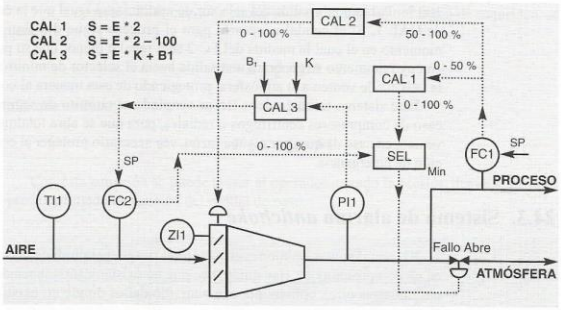


Figura 24.3

de impulsión, puesto que la aspiración se encuentra a presión atmosférica. Por tanto, la presión manométrica medida en PI-1, de alguna manera es igual a la diferencia de presión a través del compresor. De esta forma, el módulo CAL 3 cumplirá la ecuación:

$$Q = K * P + B1$$

El resultado de este cálculo fija el punto de consigna del controlador antibombeo. Si se quiere obtener más exactitud en el cálculo se puede corregir el caudal, medido en la aspiración, teniendo en cuenta la temperatura de entrada TI-1. De otro lado, y asimismo para mejorar la exactitud, se puede tener en cuenta la posición de los álabes, medida en el ZI-1, con el fin de caracterizar la señal de presión de PI-1, aunque no tiene una gran influencia en el sistema.

En muchos casos, las correcciones anteriores no representan una modificación apreciable en el control antibombeo, por lo que aún prescindiendo de las mismas, la protección de la máquina es totalmente segura si se ha elegido bien la línea de control.

Volviendo al esquema de la Figura 24.3 se puede decir que, en condiciones normales de trabajo, el controlador FC-1 estará trabajando con su salida situada en la parte superior del rango partido, es decir entre 50 y 100 %, por lo que se estará modificando la posición de los álabes del estátor para controlar el caudal. El bloque CAL 2 convierte la señal de 50 a 100 % en otra de 0 a 100 % para obtener más sensibilidad en el control.

Cuando el proceso necesite menos caudal, la salida irá disminuyendo hasta cerrar totalmente los álabes, a partir de cuyo momento empezará a abrir la válvula de venteo a la atmósfera, a través del bloque CAL 1 y del selector de mínima señal.

Hasta ahora se ha supuesto que la medida del FC-2 está por encima de su punto de consigna, por lo que al tener el controlador acción directa, su salida estará situada en

100 %. Por tanto, la salida del selector de mínima será igual que la entrada procedente de CAL 1. Si el caudal necesario para el proceso sigue disminuyendo, llegará un momento en el cual la medida del FC-2 será igual o menor que su punto de consigna, en cuyo momento se generará una salida hacia el selector de mínima señal que abrirá la válvula de venteo a la atmósfera, protegiendo de esta manera al compresor.

Este sistema también debe llevar acoplado el circuito de seguridad, como en el caso de compresores centrífugos o radiales, para que se abra totalmente la válvula de venteo, en caso de que, por alguna razón, sea necesario proteger al compresor en situación de emergencia.

24.3. Sistema de alarma *antichoke*

Existen distintas opiniones en cuanto al riesgo que produce la condición de *choke* en un compresor axial. Hay quien dice que no existen daños asociados a este fenómeno, mientras otros opinan que han ocurrido daños donde no existía este sistema de alarma o control.

Se puede implementar un sistema automático de control, accionando sobre una válvula instalada en la línea de impulsión del compresor que actúa sobre el proceso, como muestra la Figura 24.4, para disminuir el caudal de paso. Dado que la máquina puede permanecer en esta situación, durante un periodo de tiempo relativamente largo en comparación al de bombeo, sin sufrir desperfectos, se va a considerar solamente el cálculo de una alarma que avise al operador de la proximidad de esta situación, para que pueda tomar las acciones oportunas.

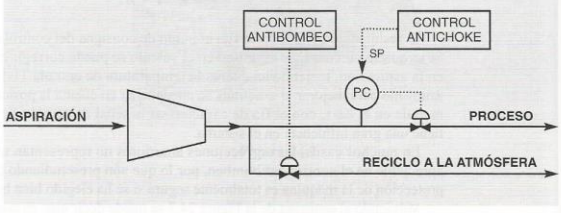


Figura 24.4

Para el cálculo de la línea de alarma se puede utilizar la misma técnica que para la de *surge* o bombeo, es decir, trazar una recta a efectos de cálculo que sustituya a la línea de *choke,* según se ve en la Figura 24.5. De esta manera se obtiene una ecuación similar a la de bombeo, aunque calculando la presión en función del caudal. Dicha ecuación será:

$$P = K * Q + B0$$

Si a la ecuación de la curva de choke se le suma un bías o margen de seguridad, se tiene:

$$P = K * Q + B0 + B$$

o lo que es igual:

$$P = K * Q + B1$$

Con esta ecuación se puede avisar al operador cuando la presión llegue a un valor predeterminado en función del caudal de paso.

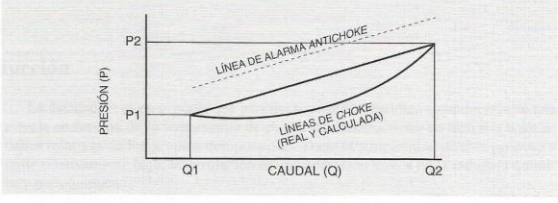


Figura 24.5

Bibliografía

Energy conservation throught control
F. G. Shinskey
Academic Press, Inc

Catálogos Técnicos
Ingersoll Rand y Demag

Catalitic cracking power recovery trains
Allen H. Fink
Mechanical Engineering, Agosto 1983

25

Control de una columna de destilación binaria

25.1. Introducción

La destilación es un proceso que permite separar los distintos componentes de una mezcla en función de su temperatura de ebullición, basándose en las distintas volatilidades relativas de los propios componentes. Dada la simplicidad de este proceso y coste relativamente bajo, la destilación es una operación básica en la industria química y petroquímica.

La Figura 25.1 muestra el esquema simplificado de una columna de destilación binaria con los equipos más importantes que rodean a la misma. La parte inferior de la columna se denomina zona *stripper* o de agotamiento y la parte superior zona de rectificación o enriquecimiento.

La destilación se realiza por el contacto en contracorriente del vapor que asciende, como consecuencia del calentamiento efectuado en el reboiler, y del líquido que desciende como consecuencia del enfriamiento producido en el condensador de cabeza.

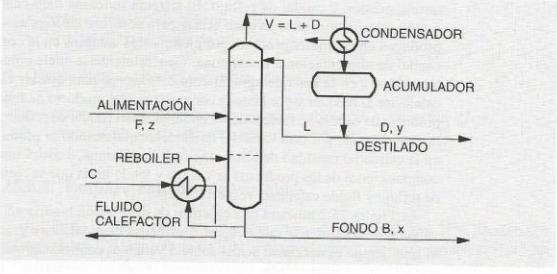


Figura 25.1

De esta manera, los componentes más volátiles se acumulan en el vapor y los componentes más pesados en el líquido. El reparto entre las dos fases se traduce, a lo largo de la columna, en un gradiente de temperatura proporcional a la concentración de los componentes.

El sistema de control debe encargarse de mantener la especificación de los productos de cabeza y fondo, obtenidos a partir de la alimentación, de acuerdo al siguiente balance de materia efectuado con el componente ligero, cuyas composiciones molares aparecen en minúsculas:

$$F * z = D * y + B * x$$

Según este balance se puede decir que la mezcla introducida a la columna como alimentación *(F)*, se separa en dos corrientes:

- Una corriente compuesta por productos de baja temperatura de ebullición denominada destilado *(D)*, cuya composición molar es *y*.
- Una corriente formada por productos de alta temperatura de ebullición denominada fondo *(B)*, cuya composición molar es *x*.

Para llevar a cabo el control de este proceso hay que considerar como tradicionales los siguientes métodos:

- Control básico por medio de controladores con realimentación o *feedback*.
- Control avanzado incluyendo sistemas *feedforward*.

25.2. Control básico

El control básico, realizado por medio de controladores con realimentación o *feedback*, trata de mantener siempre constantes algunas variables que al diseñar la columna son fundamentales para lograr una especificación determinada, tales como temperatura, presión y caudal de reflujo. El sistema funciona bien cuando se alcanza el estado estacionario, pero es poco eficaz para absorber las lógicas variaciones que se producen en cualquier proceso, por ejemplo los cambios en la composición o en el caudal de alimentación a la columna. Generalmente se suele colocar un control de temperatura en la zona de agotamiento o *stripping* para ajustar el caudal de fluido calefactor al reboiler y por tanto la composición del producto de fondo. La calidad del producto de cabeza se suele obtener en función del caudal de reflujo, bien directamente o modificado por otra variable. Es evidente que cuando se produzca una variación en la calidad o cantidad de alimentación a la columna, existirá una variación en las composiciones de los productos de cabeza y fondo hasta que se reajusten los caudales de reflujo y fluido calefactor respectivamente.

La Figura 25.2 muestra una columna de destilación binaria en la que aparecen 5 válvulas de control, o lo que es igual, 5 variables manipuladas o grados de libertad. Al mismo tiempo es necesario actuar sobre 5 variables controladas que han de ser emparejadas con las manipuladas para mantener el balance de materia y las composiciones de cabeza y fondo.

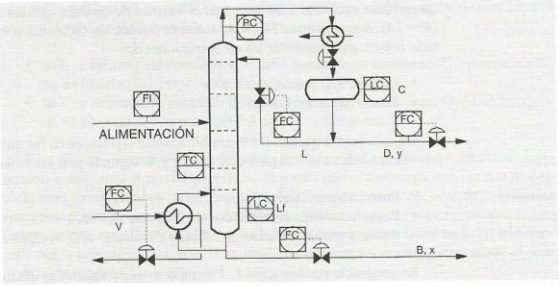


Figura 25.2

En la Figura 25.2, exceptuando la presión, cada una de las restantes cuatro válvulas forman parte de los lazos de control de caudal situados en las corrientes respectivas, por lo que pasan a ser posibles variables manipuladas los siguientes lazos de control y relaciones.

- Caudal de reflujo *(L)*
- Caudal destilado *(D)*
- Relación reflujo / destilado *(L/D)*
- Vaporización producida por el fluido calefactor *(V)*
- Caudal de fondo *(B)*
- Relación vaporizado / fondo *(V/B)*

Para mantener el balance de materia se utilizan como variables controladas:

- Nivel en fondo de la columna *(Lf)*
- Nivel en el acumulador de cabeza *(Lc)*

Quedan otras 2 variables que deben ser controladas:

- Composición del componente ligero en cabeza *(y)*, o impureza *(1-y)*
- Composición del componente ligero en fondo *(x)*

25.2.1. Emparejamiento de variables

Partiendo de los 5 pares de variables que aparecen en la Figura 25.2, matemáticamente existen 120 maneras de realizar el emparejamiento de estas variables (5! = 120), pero la gran mayoría no son realizables desde el punto de vista de control, por ejemplo emparejar caudal de fondo con presión de la columna. Dejando aparte la presión,

que se debe controlar para mantener el balance de materia, quedan 24 combinaciones (4! = 24). A su vez estas 24 combinaciones pueden ser reducidas a 9, siguiendo un criterio lógico, para controlar las composiciones de:

- Cabeza *(y)* con: *L, D* o *L/D.*
- Fondo *(x)* con: *V, B* o *V/B.*

De esta forma quedan las 9 combinaciones siguientes en las que la primera variable manipulada se utiliza para controlar *y,* y la segunda para controlar *x.*

- Primera variable el reflujo: *L, V*; *L, B*; *L, V/B.*
- Primera variable el destilado: *D, V*; *D, B*; *D, V/B.*
- Primera variable la relación reflujo / destilado: *L/D, V*; *L/D, B*; *L/D, V/B.*

En general la combinación *L, V* tiene buenas característica dinámicas, pero produce acoplamiento con cierta facilidad, mientras que la combinación *L/D, V/B* es la que produce menos acoplamiento. Cada columna puede necesitar alguna de las 9 combinaciones expuestas, por lo que el emparejamiento de variables es un problema desde el punto de vista de control.

25.2.2. Control de una sola composición

La configuración *L, V* es la que se suele utilizar con objeto de recuperar al máximo el producto ligero que queda en el fondo de la columna, emparejando como controladas, para mantener el balance de materia, el nivel del acumulador en cascada con el caudal destilado y el nivel de fondo de la columna en cascada con caudal de extracción de fondo, tal como aparece en la Figura 25.3.

Se controla la composición de un producto permitiendo variar la del otro producto. Se conoce como control del balance de energía, manteniendo el balance de materia

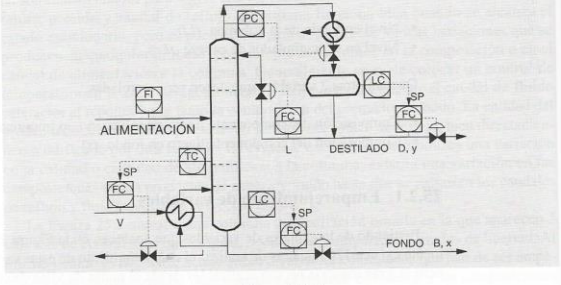


Figura 25.3

con los controladores de nivel. Este sistema no produce acoplamiento al dejar libre el control de una de las composiciones, de forma que:

- Si L se utiliza para controlar y, V debe permanecer constante. Queda como grado de libertad la composición del producto de fondo.
- Si V se utiliza para controlar x, L debe permanecer constante. Queda como grado de libertad la composición del producto de cabeza.

Para que no existan pérdidas de especificación en el producto de cabeza se suele recurrir a aumentar el caudal de reflujo, de forma que se mantenga una especie de colchón para evitar que las variaciones de calidad que se producen, cuando la columna sufre una perturbación, sobrepasen el margen permitido por la especificación. Como consecuencia, en estado estacionario se está obteniendo una calidad superior a la marcada por la especificación. Esto lleva implícito dos efectos desfavorables desde el punto de vista económico:

- Al trabajar con relaciones de reflujo superiores a las necesarias se produce un aumento en los costes energéticos. Se necesita calentar más producto en el reboiler para después enfriarlo en el condensador.
- Cuando la columna se encuentra al final de un tren de fraccionamiento, obteniendo por tanto productos destinados a ser comercializados, el obtener una mejor pureza representa un impacto económico negativo sobre el coste de operación, sobre todo si existe una gran diferencia entre los precios de venta de los productos de cabeza y fondo.

Cuanto más próximo se encuentre el producto al límite de especificación, más impureza le acompaña, reduciendo el coste económico del proceso de destilación. Como ejemplo, la Figura 25.4 muestra la curva $\%C_5$ en cabeza con respecto a la relación reflujo/alimentación L/F, en una columna desbutanizadora y que, por extensión, se podría aplicar a la generalidad de las columnas.

Se ve claramente que, cuando se trabaja con mucho reflujo, la variación de un punto en la relación L/F, por ejemplo entre 8 y 7, supone una pequeña variación en la cali-

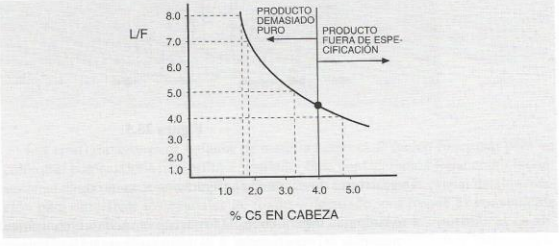


Figura 25.4

dad (% C_5 en cabeza). Sin embargo, si se pretende trabajar cerca del punto de especificación, una variación también de un punto en *L/F*, por ejemplo pasar de 5 a 4, supone un gran cambio en la calidad. Por esta razón es muy difícil pretender compatibilizar una actuación manual con una especificación muy ajustada, operando por tanto con exceso de reflujo para garantizar la calidad. El exceso de reflujo tiene un impacto económico negativo.

Estos inconvenientes se han solucionado por medio de una serie de técnicas de control que permiten mantener la calidad de los productos en los valores especificados modificando para ello la presión, temperaturas, caudal de reflujo y cualquier otra variable de la columna. De esta manera se puede maximizar la recuperación del producto de mayor valor añadido con el mínimo coste energético. Estas técnicas están basadas fundamentalmente en la utilización de control *feedforward*, control predictivo multivariable, incluyendo control de calidad, bien por medio de analizadores o por cálculo inferencial.

La Figura 25.5 muestra la configuración *D, V*. No es de uso habitual porque tiene como gran inconveniente el no controlar el balance de materia en cabeza, puesto que al mantener constante el caudal destilado para controlar la composición, cualquier perturbación en el caudal de alimentación ha de ser absorbida por el reflujo. Ante una gran perturbación se puede llegar al extremo de inundar la columna por excesivo tráfico líquido vapor, o por el contrario, empobrecer la separación por disminuir excesivamente este tráfico.

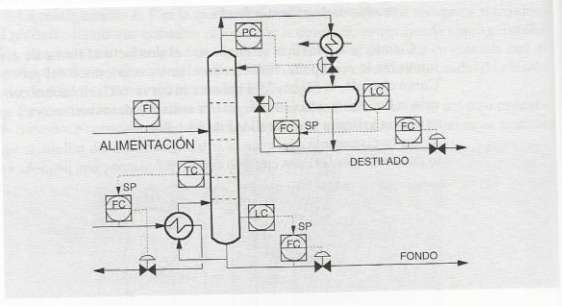


Figura 25.5

Quedan otros dos tipos de configuraciones, como son:

- Manipular *B* para controlar *x*. Tiene el mismo inconveniente que cuando se manipula *D* para controlar *y*, es decir, no se controla el balance de materia general de la columna.

- Manipular las relaciones V/B y L/D para controlar x e y respectivamente. Se utilizan sobre todo en columnas superfraccionadoras que se describen en otro capítulo.

25.2.3. Control de dos composiciones

La elección de variables manipuladas para controlar simultáneamente las composiciones de cabeza y fondo, presenta una complejidad que va ligada al tipo de columna. Al controlar las composiciones de los dos extremos de la columna se producen acoplamientos entre variables, siendo necesario recurrir a sistemas de control basados en métodos como el estudio de ganancias relativas, que mide la interacción entre lazos de control en estado estacionario, o mejor aún, a control multivariable basado en modelos.

Con respecto a las configuraciones, la L, V no suele ser adecuada para columnas de alta relación reflujo/destilado por su mayor grado de acoplamiento, tal como se ha comentado anteriormente, mientras que la configuración L, B puede ser aceptable manipulando L como variable del balance de energía para controlar y, y B como variable del balance de materia para controlar x, como muestra la Figura 25.6.

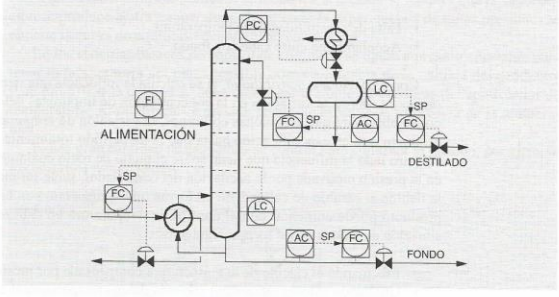


Figura 25.6

Las configuraciones de balance de materia como D, B suelen funcionar peor en columnas con baja relación reflujo/destilado. Esta configuración tiene como inconveniente el que es necesario estar pendiente de los cambios en el caudal de alimentación para modificar los caudales de fondo y destilado, por lo que es conveniente incorporar un sistema de control *feedforward* para compensar las variaciones de alimentación. La configuración D, B, controlando las dos composiciones aparece en la Figura 25.7.

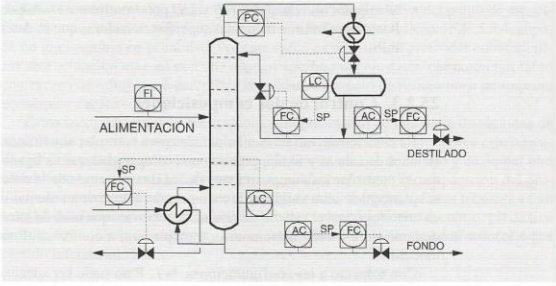


Figura 25.7

Cuando se realiza el control de composición con temperaturas se presentan una serie de inconvenientes, como:

- Falta de sensibilidad de la temperatura.
- Acoplamiento entre cabeza y fondo.

Con respecto a la *sensibilidad*, si se calcula la influencia que tiene sobre la *temperatura de cabeza* la variación en la concentración de impurezas del producto destilado, se observará que en muchas columnas, la variación de temperatura desde que el producto está en especificación hasta que la ha perdido totalmente es muy pequeña. Por otro lado la influencia que tiene sobre el punto de rocío cualquier ligera variación en la presión motivada por la oscilación del controlador, suele ser más importante que la debida al cambio de calidad, de tal forma que la dispersión en la calidad final del producto puede aumentar con el control de temperatura en cabeza. Se mejora esta situación de alguna de las formas siguientes:

- Efectuando el cálculo de la temperatura compensada por presión.
- Utilizando cálculo inferencial con más de una temperatura si es que existen instaladas a lo largo de la columna.
- Utilizando analizadores en línea.

En cuanto al *acoplamiento entre cabeza y fondo*, es una situación que suele ocurrir a menudo cuando se intenta controlar las dos temperaturas. El ciclo puede empezar al aumentar el reflujo de cabeza para mantener la temperatura. Este aumento de reflujo enfriará la columna, el reboiler aumentará el calentamiento lo cual se traducirá en una necesidad de aumentar de nuevo el reflujo y así sucesivamente. Para romper el acoplamiento es necesario poner uno de los lazos en manual, estabilizar la columna y volver a ponerlo en automático. Otra manera consiste en sintonizar uno de los lazos de forma

relajada para permitir que una de las composiciones pueda oscilar alrededor de su punto de consigna.

Con el fin de disminuir la interacción se suelen instalar lo que se llaman sistemas de desacoplo, que tienen por objeto tratar de evitar acoplamientos. A veces el desarrollo del sistema de desacoplo es más complejo que el propio sistema de control, debido a causas tales como inexactitudes de las medidas, no linealidad del proceso, etc.

25.2.4. Control a presión constante

En control básico, uno de los parámetros intocables en la columna de destilación es la presión, basándose en la relación existente entre la misma, el punto de ebullición de los componentes y la temperatura. En efecto, para mantener constante la calidad de los productos es necesario mantener asimismo constante la presión y temperatura en la columna, ya que si sólo se mantiene uno de los dos parámetros constante y el otro variable, se producirá una alteración en la composición, sobre todo si se trata de columnas de destilación finales, donde un pequeño cambio en algunos de estos parámetros puede ocasionar una gran variación en la calidad final.

Como es sabido, si un líquido se calienta y se somete a una cierta presión se vaporiza a una temperatura constante. Si se modifica la presión se observa que la vaporización se produce a otra temperatura. Repitiendo la experiencia a distintas presiones se obtiene la curva de equilibrio del producto en cuestión.

En los sistemas básicos de control de columnas se opera a presión constante para tener la temperatura del plato sensible como referencia de la calidad del producto. Para modificar la calidad se debe modificar el punto de consigna del controlador de temperatura. Al modificar la presión se pierde el valor de referencia de la temperatura.

Existe gran cantidad de esquemas de control para controlar la presión, por ejemplo los descritos por T.G Chin.

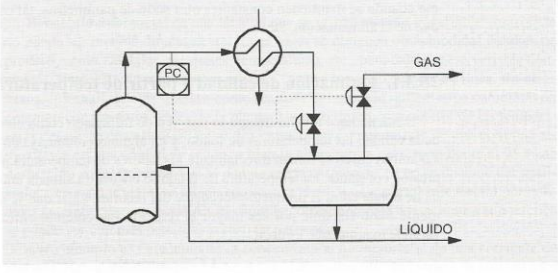


Figura 25.8

La Figura 25.3 mostraba un sistema clásico de control de presión para una columna con condensación total, y en la Figura 25.8 aparece un sistema para columna con condensación parcial. Este sistema actúa con dos válvulas en rango partido, de forma que normalmente esté cerrada la válvula de venteo de gas y sólo se abra cuando el sistema de condensación no sea capaz de cambiar de fase todo el gas que sale por cabeza de la columna.

25.3 Medida de calidad de los productos

Para poder controlar la composición en uno o los dos extremos de la columna es necesario primero obtener la variable de proceso, o lo que es igual, medir esa composición o mejor aún la impureza. Para un sistema de control es mucho más fácil medir y controlar la impureza de un producto que la pureza, sobre todo si se trata de columnas donde el producto final tiene concentraciones por encima de 95 %.

En este punto hay que mencionar que las columnas raramente llevan a cabo destilación binaria. La separación se realiza entre dos componentes denominados clave ligero y clave pesado, existiendo una serie de componentes más ligeros que el clave ligero que abandonan la columna por cabeza, y otra serie de productos más pesados que el clave pesado que abandonan la columna por fondo. Esto hace que la temperatura no sea una medida directa de la calidad. Si la separación se realizara entre dos componentes puros, la temperatura sería representativa de la calidad a la presión determinada.

Como consecuencia, para medir la concentración de los productos en las columnas de destilación existen tres procedimientos generales, como son:

- Estimación a partir de temperaturas.
- Medida con analizadores.
- Cálculo inferencial.

Aquí es necesario decir que la temperatura ya es una medida inferencial simple, puesto que no mide directamente la composición, sino que es representativa de la misma cuando se mantienen constantes otra serie de parámetros, tal como presión, calidad de la alimentación, etc.

25.3.1. Estimación de calidad a partir de temperaturas

Hasta no hace mucho tiempo se han venido utilizando como elementos de medida de la calidad las temperaturas de fondo, y en algunas columnas también la de cabeza. En ambos casos se toman directamente los valores de temperatura porque se trabaja a presión constante. La temperatura de fondo se encuentra situada unos platos más arriba de donde entra el producto procedente del reboiler, lugar que se denomina normalmente plato sensible por ser mayor la relación incremental entre concentración y variable manipulada, es decir

$$\frac{\Delta \textit{ Concentración}}{\Delta \textit{ Variable manipulada}}$$

o lo que es igual, el plato donde para el mismo cambio en la variable manipulada, por ejemplo el caudal de fluido calefactor, es mayor la variación de concentración en el producto. Aunque por simulación se puede calcular la situación del plato sensible, es buena práctica disponer de varias tomas de temperatura en esta zona y obtener curvas de respuesta reales antes de situar definitivamente el punto de control.

25.3.2. Medida de calidad con analizadores

Es obvio que el mejor sistema de medida de la calidad es el que se efectúa con analizadores. De hecho es así en muchos casos, pero en otros es preferible recurrir a sistemas alternativos dada la problemática asociada a los analizadores instalados en línea. Los principales factores que restringen el uso de analizadores en las unidades de proceso suelen ser:

- Inversión económica relativamente alta.
- Costes de mantenimiento.

En efecto, el coste de inversión tanto de los analizadores en sí como de los sistemas de muestra, casetas, etc., es alto, por lo que a veces se hace difícil la justificación económica de dicha inversión. Por otra parte, una vez instalados estos analizadores, es totalmente necesario efectuar un mantenimiento con el índice de revisiones alto si se quiere que los mismos permanezcan operativos. Se considera que un analizador debe tener un factor de servicio mínimo de 90 % para que pueda controlar en automático de forma continua, o lo que es igual, estar funcionando correctamente al menos el 90 % del tiempo. Por todo lo anteriormente expuesto, es conveniente que antes de instalar un determinado analizador se evalúen estos datos, así como otros aplicables a cada caso en particular.

25.3.3. Cálculo inferencial de la calidad

El cálculo inferencial es una técnica que se utiliza cuando la variable controlada no puede ser medida directamente. En su lugar se obtienen otras medidas simples de proceso, como caudales, presiones, temperaturas, etc., para calcular esa variable controlada. Este sistema sustituye en muchos casos a los analizadores en línea. En otros casos, los analizadores quedan como reajuste del modelo matemático calculado en continuo con los datos reales de la planta. Un caso típico es el control de las temperaturas del punto de corte TBP entre dos extracciones consecutivas de una columna atmosférica en una unidad de crudo, o bien la temperatura correspondiente al 95 % de destilación sobre la curva ASTM de una cierta extracción. Si no se dispone del analizador correspondiente, se puede emplear la técnica del control inferencial para obtener la temperatura deseada. En el capítulo correspondiente a la columna atmosférica se puede ver con más detalle este caso en particular.

Otro ejemplo es el cálculo de la concentración de impurezas de una corriente de proceso. Hay que decir en primer lugar que, habitualmente, un modelo de calidad para control es una ecuación simple que correlaciona la composición de un producto con

alguna variable medida directamente, tal como temperatura, diferencia de temperatura, etc. Simplificando se puede decir que un modelo para control es una ecuación lineal, el cual se asocia a un tiempo muerto y una constante de retardo de primer orden para adaptarlo dinámicamente al proceso.

Para mostrar un procedimiento simple, se supone que la respuesta entre una variable de medida continua, como la temperatura, y la calidad medida en un analizador discontinuo, puede ser modelada de acuerdo a lo descrito anteriormente. Para ello es necesario obtener una buena correlación entre ambas. La correlación se puede obtener a partir de los datos de la propia planta, tomando la composición y temperatura cada cierto tiempo. De esta manera se obtendrá una curva similar a la que aparece en la Figura 25.9. Este sistema es muy útil cuando se utilizan analizadores discontinuos en línea con tiempo entre análisis considerable, como puede ser el caso de un cromatógrafo compartido por varias corrientes.

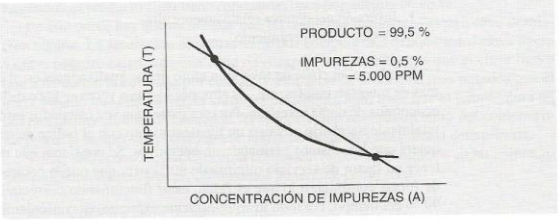


Figura 25.9

A partir de la curva que relaciona la temperatura con la composición del producto, o mejor aún, con la cantidad de impureza a detectar y controlar, se obtiene que la ecuación a aplicar, y por tanto el modelo, tendrá la estructura siguiente:

$$Ac = K * T + B$$

Puesto que el modelo ha de ajustarse dinámicamente, es necesario corregir el bías cada cierto tiempo. Esta operación se suele conocer como reconciliación del modelo. Para ello, la variable de proceso calculada *Ac* ha de ser compensada dinámicamente, teniendo en cuenta que la composición está afectada por un tiempo muerto, en función de la periodicidad del analizador, y la temperatura por un tiempo de retardo en función del proceso. Puesto que el nuevo valor de composición *Am*, medido por el analizador, sólo se tendrá disponible cada cierto tiempo, no es lógico efectuar la reconciliación con más frecuencia de la que impone el propio analizador.

De acuerdo a todo lo descrito hasta ahora, el diagrama de bloques de medida y reconciliación se puede construir de la forma que aparece en la Figura 25.10.

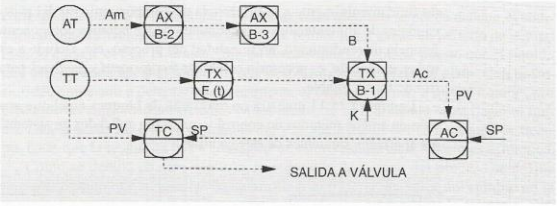


Figura 25.10

Los cálculos que se llevan a cabo en cada uno de los bloques son los siguientes:

- **B-1** Destinado a calcular la composición de forma inferencial.

$$Ac = K * T + B$$

- **B-2** Detecta cuándo se encuentra disponible un nuevo valor de análisis.
- **B-3** Destinado a efectuar la reconciliación del modelo.

$$B = Am - K * T$$

Como puede observarse, a partir de la temperatura compensada en el tiempo se calcula continuamente, en el bloque 1, la composición que tiene el producto. Este valor calculado constituye la variable de proceso del controlador de calidad, cuyo punto de consigna es el valor que se quiere mantener en el proceso. Por otra parte, la salida del controlador de calidad fija el punto de consigna del controlador de temperatura, que es la variable primaria a controlar. Por último, cada vez que el bloque 2 detecta un nuevo dato procedente del analizador, se efectúa una corrección o reconciliación del modelo en el bloque 3.

25.4. Control avanzado

25.4.1. Sistema de control *feedforward*

Para llevar a cabo control avanzado es necesario recordar primero el concepto de control *feedforward*. Este sistema obtiene el valor de la variable manipulada mediante un cálculo que utiliza las variables de entrada al proceso, como caudal y composición de alimentación, temperaturas, presiones, etc. Para efectuar el cálculo es necesario tener conocimientos de la relación entre las variables de entrada y la variable manipulada, es decir, disponer de un modelo matemático del proceso cuya complejidad dependerá del tipo de control a desarrollar. Este modelo nunca puede ser exacto, debi-

do fundamentalmente a la diferencia de comportamiento del proceso ante distintos caudales de alimentación, ensuciamiento de los equipos componentes del sistema, diferencia de rendimiento, no linealidad del proceso, etc. Debido a esta falta de exactitud en el modelo, es necesario combinar *feedforward* y *feedback* para mantener el control de forma estable.

La Figura 25.11 muestra un diagrama de bloques en el que aparece la combinación de ambos métodos de control y que serán aplicados en sistemas que aparecen en los apartados siguientes de este capítulo.

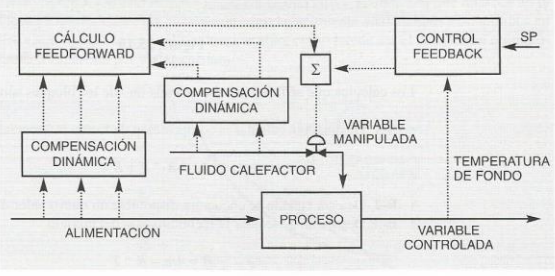


Figura 25.11

Una vez visto el concepto de *feedforward,* se hace preciso recordar el funcionamiento del compensador dinámico. Este bloque está constituido por un tiempo muerto fijo más una función de retardo ajustable. En la columna son distintos los puntos donde entra la alimentación y donde se mide la variable controlada, por ejemplo la temperatura de fondo. Esto ocasiona un desequilibrio dinámico que es necesario corregir mediante la compensación con las funciones de tiempo mencionadas.

El tiempo muerto se define en general como el tiempo que transcurre desde que se efectúa un cambio en una variable manipulada o de perturbación, hasta que empieza a detectarse en la variable controlada. En este caso, desde que se modifica la alimentación a la columna hasta que empieza a detectarse en la temperatura de control de fondo de la misma.

Desde el punto de vista de control, el tiempo muerto representa un intervalo durante el cual el controlador no tiene información sobre lo que está ocurriendo en el proceso, por lo cual será necesario conocerlo y corregirlo. En la práctica es muy raro encontrar procesos con tiempo muerto puro. La mayoría de ellos suelen estar asociados a una función de retardo de primer orden denominada *lag,* como consecuencia del efecto de capacidad que existe en los equipos.

En el caso de la columna de destilación el caudal de alimentación entra físicamente por alguno de los platos de la zona central de la misma. Asimismo se puede suponer que la temperatura de control de fondo se encuentra situada 15 platos más abajo del

correspondiente a la alimentación. A partir de estas premisas se puede deducir el comportamiento de la columna en este tramo. En primer lugar existe un periodo de tiempo muerto durante el cual la temperatura no detecta ningún cambio, puesto que el líquido que está cayendo hacia el fondo lo hace desplazándose de plato en plato. Con posterioridad empezará a detectar paulatinamente el cambio, debido a que el líquido, por efecto de las capacidades existentes en los platos, se va mezclando hasta llegar al fondo. Esta segunda función se denomina *lag* y se suele medir por su constante de tiempo, dado que la respuesta hasta conseguir un nuevo estado estacionario es asintótica.

Como se detalla en otro capítulo, la constante de tiempo del proceso se define como el tiempo que transcurre hasta alcanzar el 63,2 % del valor del cambio en la entrada. En los sistemas de acumulación, como el caso del fondo de la columna, acumulador de cabeza o incluso los platos de la columna, se puede asumir que, en una primera aproximación, la constante de tiempo es igual al tiempo de residencia (*hold up*) del producto, es decir, el volumen contenido dividido entre el caudal de salida. La Figura 25.12 muestra el comportamiento de estas dos funciones para el ejemplo descrito anteriormente cuando se modifica el caudal de alimentación.

Figura 25.12

Además del tiempo muerto y retardo que se observa en el efecto que tiene el caudal de alimentación sobre la variable controlada (temperatura plato sensible), hay que tener en cuenta el tiempo muerto y retardo que se tiene desde que se mueve la variable manipulada hasta que se observa su efecto en la variable controlada. Ambos efectos han de ser tenidos en cuenta a la hora de diseñar y ajustar la función de tiempo para realizar la compensación dinámica.

25.4.2. Control a presión flotante

En las tres citas que se dan a continuación, se puede ver cómo ha evolucionado el concepto de control de presión a lo largo del tiempo.

- Según la referencia de Considine y Ross, página 189, correspondiente a 1964:«Los sistemas de destilación, invariablemente están diseñados para una operación con presión uniforme».

- En la referencia de T.G. Chin, correspondiente a 1979, aparece: «La presión de una columna es una de las variables más difíciles de controlar». Este artículo describe 21 métodos para controlarla.
- En la referencia de Shinskey, *Distillation Control* 2ª edición, página 124, correspondiente a 1984, se puede leer: «Operar una columna de condensación total sin control de presión es un concepto atractivo. La familiar válvula de control utilizada para estrangular, como *by pass* o para inundar el condensador podría simplemente ser eliminada».

Como se ha dicho anteriormente, para cada presión en particular corresponde una temperatura sobre la curva de equilibrio de una mezcla. Como ejemplo se muestra la Figura 25.13, la cual corresponde a la curva de equilibrio del producto de fondo de una columna en la que el diseño se ha realizado para las condiciones de referencia *Pref* y *Tref*. Moviéndose a lo largo de la curva de equilibrio la calidad del producto permanece constante. En este hecho está basado el sistema de control a presión flotante.

Aprovechando al máximo la capacidad de enfriamiento en el condensador de cabeza se deja flotar libremente la presión en función del poder de refrigeración del condensador. Para ello se suele utilizar alguno de los siguientes procedimientos:

- Mantener controlada la presión al mínimo valor en cada momento. Dependiendo del ajuste del controlador se produce una oscilación de la presión, con amplitud variable, alrededor del punto de consigna. La importancia de esta oscilación de la variable de proceso sobre la composición del producto dependerá del tipo de columna en particular.
- Mantener la válvula automática en una posición fija con el controlador de presión en modo manual. Esto equivale a decir presión no controlada. Operando con *duty* constante en el condensador, la presión aumenta durante

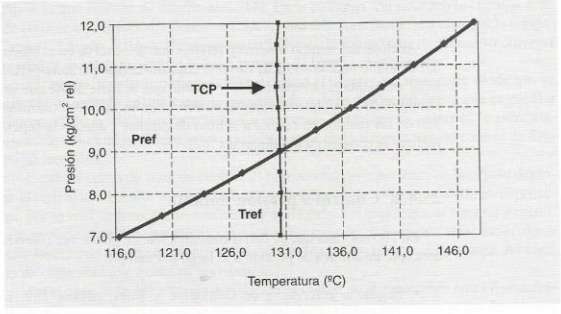


Figura 25.13

el día y disminuye durante la noche, pero los cambios de presión son lo suficientemente lentos para que los controladores de composición puedan seguirlos fácilmente.

Como es lógico, al variar la presión ha de variar asimismo la temperatura si se quiere mantener el producto dentro de especificación. Para ello, y basándose en la curva de equilibrio presión-temperatura, se corrige la temperatura medida *Tm*, por medio de un cálculo matemático en función de la presión medida *Pm*. Observando la Figura 25.13 y sabiendo que la calidad del producto no cambia mientras la temperatura se desplace a lo largo de la curva en función de la presión, se debe calcular la temperatura compensada por presión *TCP*. Para ello se puede utilizar alguna de las ecuaciones siguientes:

- Clausius Clapeyron.

$$TCP = Tm * \frac{C_1 - C_2 * Ln\,(Pm)}{C_3 + Tref * Ln\,(Pm / Pref)} - 273{,}15$$

donde: Presión y Temperatura están dados en valores absolutos
C_1, C_2 y C_3 son constantes en función del producto

- Antoine.

$$TCP = \frac{1}{\frac{Log_{10}\,(Pm / Pref)}{B} + \frac{1}{Tm + C}} - C$$

donde: Presión en kg/cm^2 abs
Temperatura en ºC
B y *C* son parámetros de la ecuación de Antoine específicos para cada producto.

Teniendo en cuenta que la actuación real suele estar comprendida en un rango estrecho, tanto de presión como de temperatura, la curva de equilibrio se puede ajustar como una parábola de acuerdo a la ecuación:

$$TCP = Tm + K_1 * (Pref - Pm) + K_2 * (Pref - Pm)^2$$

Los coeficientes K_1 y K_2 son específicos para cada curva, y se obtienen en función de los rangos de medida de los instrumentos, así como de la presión y temperatura de referencia. La temperatura resultante será la que es necesario mantener por medio del sistema de control, y es representativa de la calidad del producto. Si la composición de la alimentación es constante, la temperatura compensada por presión puede sustituir a un analizador instalado en el punto donde se toma la temperatura.

A continuación se muestra un ejemplo de cálculo de coeficientes para la columna cuya curva aparece en la Figura 25.13, en la que se dispone de los datos siguientes:

- Presión mínima: 7,0 kg/cm^2 relativos
- Presión máxima: 12,0 kg/cm^2 relativos
- Presión de diseño: 9,0 kg/cm^2 relativos
- Temperatura mínima: 116,3 °C
- Temperatura máxima: 147,6 °C
- Temperatura de diseño: 130,5 °C

Aplicando la ecuación de la parábola con los datos de ambos extremos y los valores de diseño o referencia, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$130{,}5 = 116{,}3 + K_1 * (9{,}0 - 7{,}0) + K_2 * (9{,}0 - 7{,}0)^2$$
$$130{,}5 = 147{,}6 + K_1 * (9{,}0 - 12{,}0) + K_2 * (9{,}0 - 12{,}0)^2$$

Resolviendo el sistema se obtienen como valores de coeficientes:

- $K_1 = 6{,}54$
- $K_2 = 0{,}28$

La tabla siguiente muestra los datos correspondientes a la curva de la Figura 25.13. En esta tabla se puede ver que, al aplicar la ecuación de cálculo mencionada, la temperatura compensada por presión permanece prácticamente constante. Esto permite que la columna pueda operar a cualquier presión, puesto que el punto de referencia de control de calidad no se modifica. Las pequeñas diferencias existentes entre el valor de referencia (130,5 °C) y los valores calculados, se deben al ajuste de la curva por este método, aunque son suficientemente válidos para llevar a cabo el control. Esas diferencias hacen que la línea TCP de la Figura 25.13 no sea totalmente vertical, cuando con un cálculo perfecto sería una línea recta.

Presión	7,0	7,5	8,0	8,5	**9,0**	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0
Temp.	116,3	120,1	123,8	127,2	**130,5**	133,7	136,7	139,5	142,3	145,0	147,6
TCP	130,5	130,5	130,6	130,5	**130,5**	130,5	130,4	130,3	130,3	130,4	130,5

Al trabajar a mínima presión disminuye la temperatura, obteniendo una serie de ventajas, entre las cuales se pueden enumerar las siguientes:

- Aumento de la volatilidad relativa, mejorando la separación de componentes.
- Ahorro de energía en el reboiler.
- Menor ensuciamiento en el reboiler. En algunos sistemas al aumentar la temperatura tienen lugar reacciones de polimerización que producen ensuciamiento en los tubos o la carcasa.

Por otro lado, al operar con la válvula en manual, manteniendo una posición fija, se obtiene:

- Mayor estabilidad al eliminar la posible oscilación del controlador de presión.
- Aprovechamiento de las diferentes condiciones ambientales entre día y noche.

En la práctica es muy difícil que todas las circunstancias apuntadas se den en la misma columna, por lo que en cada caso se hace necesario estudiar el sistema para obtener el máximo aprovechamiento, siendo muy difícil cuantificar *a priori* los beneficios del sistema de control de presión flotante, aunque puede decirse que, salvo excepciones, este sistema tiene beneficios en la mayor parte de las columnas de destilación.

El control a presión flotante no solo presenta ventajas, sino que también se han de tener en cuenta una serie de restricciones, entre las cuales se pueden enumerar las siguientes:

- Descenso brusco en la presión.
- Pérdida de eficacia en los platos.
- Presión mínima de trabajo.

Por ejemplo, en caso de una tormenta de agua, la presión desciende bruscamente. Como consecuencia aumentará la vaporización, pudiendo llegar a inundar los platos de la columna. Por otro lado, al disminuir la presión existe una ligera pérdida de eficacia en los platos, aunque su importancia suele ser baja. Por último existen columnas diseñadas con exceso de poder de refrigeración en cabeza, en cuyo caso la columna puede llegar a dejar de fraccionar correctamente si la presión disminuye por debajo de un límite motivado por un enfriamiento excesivo.

La Figura 25.14 muestra un sistema de control a presión flotante de la temperatura de fondo. En función de la presión en la columna se calcula la temperatura compensada por presión (TCP) que el operador ha de modificar si desea cambiar la composición del producto. Tomando la ecuación de cálculo anterior y reestructurándola se obtiene la temperatura real que ha de ser controlada en el fondo de la columna para mantener constante la TCP.

$$Tfondo = TCP - K_1 * (Pref - Pm) - K_2 * (Pref - Pm)^2$$

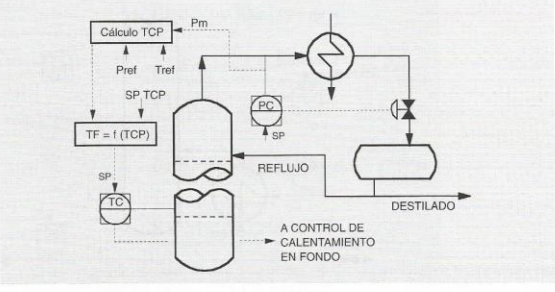


Figura 25.14

De esta forma el operador siempre tiene la referencia de la TCP, independientemente del valor de la temperatura real existente en la columna.

25.4.3 Control de composición en fondo

En este apartado se describen los tres sistemas de control de fondo en los que para controlar x se manipulan V, B y V/B. En primer lugar hay que decir que cuando se utiliza como variable manipulada un caudal, como V o B, es necesario incluir el sistema *feedforward* para que esta variable se adelante cuando se produzcan cambios en el caudal de alimentación, mientras que utilizando como variable manipulada la relación V/B no es necesario incluir sistema *feedforward*, como se verá más adelante.

Cualquiera de estos tres sistemas de control de fondo se puede combinar con alguno de los tres sistemas de control de cabeza que se detallan en otro apartado, dando como resultado las 9 combinaciones que se han detallado al tratar el emparejamiento de variables.

La Figura 25.15 muestra el esquema de control de fondo de una columna incluido el sistema *feedforward* de caudal de alimentación, en el que la variable manipulada es el fluido calefactor C, o lo que es igual la vaporización V en el reboiler, siendo la variable controlada la composición x. El sistema *feedforward* está compuesto por una función de tiempo y un multiplicador para obtener el punto de consigna del fluido calefactor a partir del caudal de alimentación y la temperatura deseada en el plato sensible.

A efectos de control, la salida del controlador de temperatura representa la relación C/F, la cual al ser multiplicada por el caudal de alimentación F da como resultado el caudal del fluido calefactor C. Aunque los sistemas de control actuales basados en microprocesadores disponen de sistemas automáticos de escalado de las variables, con objeto de conocer la técnica, a continuación se describe el que se realiza en el

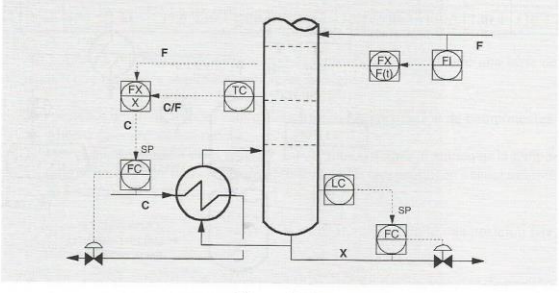


Figura 25.15

multiplicador de este ejemplo, el cual se puede aplicar a cualquiera de los que aparecen en otros sistemas utilizando los rangos correspondientes en cada caso. Para ello se parte de los siguientes rangos de calibración:

- Caudal de alimentación: 0 a 50 m^3/h (Span SF = 50)
- Caudal de fluido calefactor: 0 a 20 m^3/h (Span SC = 20)
- Salida del controlador de temperatura: 0,2 a 0,6 C/F (Span SCF = 0,4)
- Límite inferior C/F: 0,2 (LICF = 0,2)

Como ejemplo se puede suponer que el caudal de alimentación actual es de 30 m^3/h y se mantiene una relación C/F=0,45. Con estos datos, el caudal de fluido calefactor será:

$$C = F * C/F = 30 * 0,45 = 13,5\ m^3/h$$

Teniendo en cuenta que los instrumentos utilizados tienen un rango de actuación entre 0 y 100 %, correspondiente a los rangos en las unidades de ingeniería antes descritas, y que la relación *C/F* empieza en un valor distinto de cero, se necesita una ecuación del tipo:

$$C\ (\%) = F\ (\%) * (K * C/F\ (\%) + B)$$

donde:

$$K = \frac{SF}{100} * \frac{SCF}{SC} = \frac{50}{100} * \frac{0,4}{20} = 0,01$$

$$B = SF * \frac{LICF}{SC} = 50 * \frac{0,2}{20} = 0,5$$

$$F\ (\%) = 100 * 30 / 50 = 60\ \%$$

$$C/F\ (\%) = 100 * \frac{0,45 - 0,2}{0,4} = 62,5\ \%$$

como consecuencia,

$$C\ (\%) = 60 * (0,01 * 62,5 + 0,5) = 67,5\ \%$$

$$C = \frac{20 * 67,5}{100} = 13,5\ m^3/h$$

Como se puede apreciar, el rango de actuación del controlador de temperatura está comprendido entre los valores 0,2 y 0,6 para la relación *C/F*. Esto significa que cuando la salida del controlador sea 0 % el valor *C/F* será 0,2 y cuando sea 100 % el valor

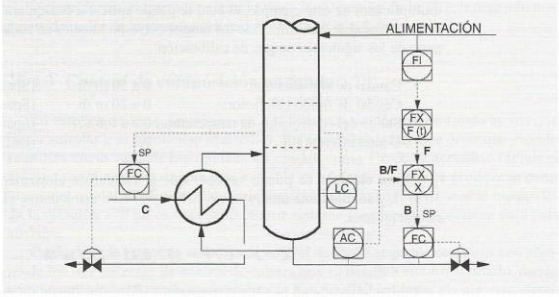


Figura 25.16

de *C/F* será 0,6. O dicho de otra manera, el fijar los coeficientes K y B calculados permite establecer el rango de actuación deseado de la variable *C/F*.

La Figura 25.16 muestra otro sistema de control en el que la variable manipulada es el caudal de extracción de fondo, para controlar la composición *x*.

El sistema *feedforward* es exactamente igual al descrito anteriormente, aunque los ajustes lógicamente han de ser diferentes. A efectos de control, la salida del controlador de composición representa la relación *B/F*, que multiplicada por la alimentación *F* da como resultado el caudal de fondo *B*. Aunque en este sistema aparece un analizador en la línea de producto de fondo, se puede utilizar un controlador de temperatura en el plato sensible.

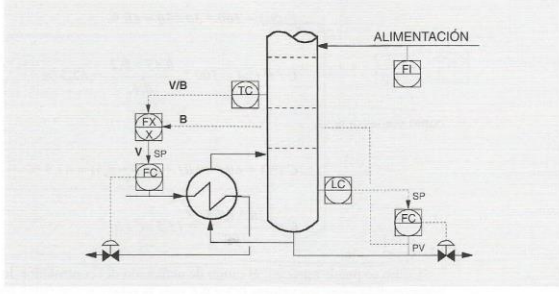


Figura 25.17

Por último, la Figura 25.17 muestra el sistema en el que la variable manipulada es la relación *V/B* para controlar la composición *x*. Este sistema no necesita *feedforward* porque el reajuste del fluido calefactor se realiza cuando el nivel detecta los cambios producidos en el caudal de alimentación. En otras palabras, la función de tiempo se elimina porque el nivel empieza a detectar los cambios justo en el momento en que la perturbación en el caudal de alimentación llega al fondo de la columna. Con objeto de evitar oscilaciones en el caudal del fluido calefactor, las variaciones en el caudal de fondo han de producirse lentamente. Para ello el control de nivel ha de ajustarse bien como *average control* o bien como control no lineal. Estos sistemas de control de nivel se mencionan en otro capítulo.

25.4.4. Control de composición en cabeza

De igual manera que para el control de composición en fondo, en este apartado se describen los tres sistemas de control de cabeza en los que, para controlar *y*, se manipulan los caudales *L*, *D* y la relación *L/D*. También en este caso es necesario incluir sistema *feedforward* cuando se utilizan como variables manipuladas los caudales *L* o *D*, no siendo necesario cuando la variable manipulada es la relación *L/D*.

La Figura 25.18 muestra un sistema de control en el que el controlador de composición modifica el punto de consigna del controlador de reflujo para mantener la calidad en cabeza de la columna. La corrección del punto de consigna se realiza a través del multiplicador, al cual llega también la salida de la función de tiempo, de forma que al multiplicar la relación *L/F* por el caudal *F* da como resultado el caudal de reflujo *L*.

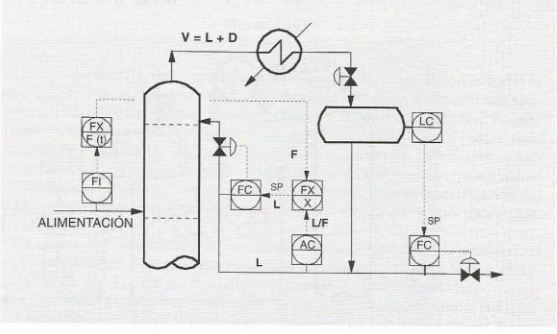


Figura 25.18

La Figura 25.19 muestra el sistema de control clásico en el que se manipula el caudal destilado D para controlar la composición y. Realmente se controla la relación D/F utilizando el sistema *feedforward*. Se conoce como control directo del balance de materia.

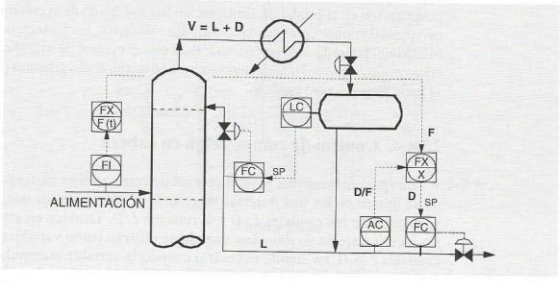


Figura 25.19

La Figura 25.20 muestra el sistema de control de relación L/D. Sabiendo que $V = L + D$, la relación L/D se ve transformada en el algoritmo de cálculo en D/V de acuerdo a:

$$\frac{D}{V} = \frac{D}{L+D} = \frac{D/D}{L/D+D/D} = \frac{1}{L/D+1}$$

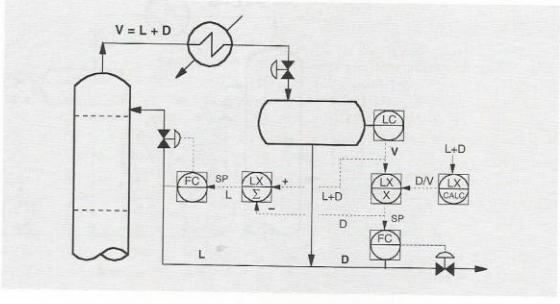


Figura 25.20

Este sistema se explica con más detalle en el capítulo correspondiente a la columna superfraccionadora. Realmente se trata de mantener constante la separación en la zona de rectificación. La separación depende de la volatilidad relativa de los componentes, de la eficacia de los platos y del calor aportado en el reboiler, el cual modifica el tráfico de vapor que asciende como consecuencia de ese calentamiento y del líquido que desciende como consecuencia del enfriamiento en el condensador, de forma que aumentando la separación se mejora la concentración del producto, o lo que es igual, se eliminan impurezas. En la Figura 25.21 se puede ver el perfil de composición a través de los platos de una columna. Si aumentan calor y reflujo se obtienen productos más puros y si es al contrario, la separación será muy pobre con mucho producto pesado en cabeza y mucho ligero en fondo.

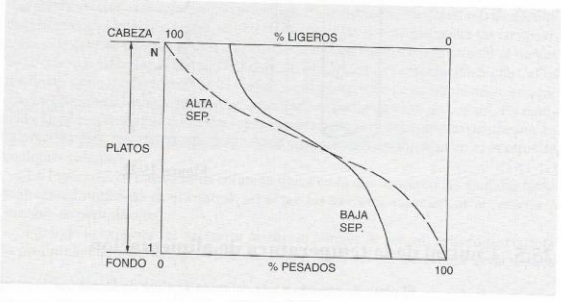


Figura 25.21

Como consecuencia, manteniendo constante la relación *L/D*, (reflujo/destilado) se puede controlar la calidad del producto de cabeza sin necesidad de recurrir a la temperatura, eliminando la interacción entre cabeza y fondo de la columna. En este supuesto, si se trabaja a presión flotante puede existir una variación en la calidad final al variar tanto volatilidad relativa como eficacia, aunque dado que la variación de presión se efectúa sobre todo estacionalmente, es suficiente con reajustar manualmente la relación *L/D*. Cuando se trata de columnas donde es crítica la especificación del producto de cabeza será necesario recurrir al uso de analizadores en línea para reajustar esta relación.

Por último, la Figura 25.22 muestra un sistema sencillo de control de relación *L/D* que, conceptualmente, tiene el mismo comportamiento que el de la Figura 25.20, puesto que el caudal de reflujo se modifica en función del caudal destilado.

La diferencia fundamental entre ellos es que en el correspondiente a la Figura 25.20 se realiza el control de la relación *D/V*. Esto significa que los cambios en el controlador de nivel actúan simultáneamente sobre el reflujo y el destilado, es decir, el vaporizado *V*. En el de la Figura 25.22, el controlador de nivel actúa directamente

sobre el caudal destilado y, en función de éste y la relación *L/D*, se modifica el caudal de reflujo. Dado que la diferencia en la dinámica del comportamiento es muy pequeña, y se dispone de un acumulador de líquido, se puede concluir diciendo que ambos sistemas son equivalentes desde el punto de vista de control.

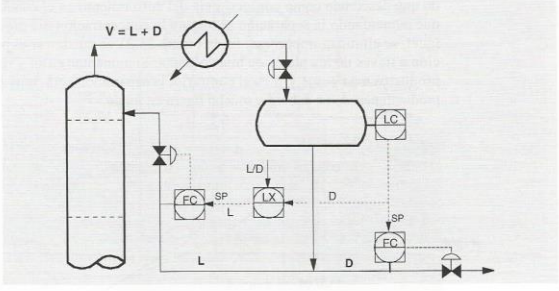


Figura 25.22

25.5. Control de la temperatura de alimentación

El plato de entrada a una columna se elige de forma que la composición de la alimentación sea lo más parecida posible a la que corresponde a ese plato en el perfil de destilación. En muchas columnas se controla automáticamente la temperatura de alimentación, tal como aparece en la Figura 25.23. De esta forma se consigue una mayor estabilidad en la columna, y en ciertos casos se ahorra energía en el reboiler, mejorando finalmente el fraccionamiento en esta zona.

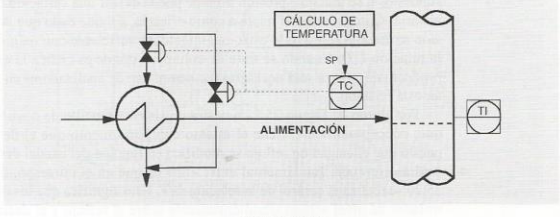


Figura 25.23

La temperatura correspondiente al plato de alimentación se puede calcular por interpolación entre las dos situadas inmediatamente arriba y abajo de ella. No es necesario que el cálculo sea excesivamente riguroso, puesto que se trata de obtener una temperatura de alimentación similar a la del plato. Hay que tener en cuenta además que si se trabaja a presión flotante esta temperatura será variable en función de la presión. Como consecuencia del cálculo aplicable en cada caso se obtendrá el punto de consigna del controlador de temperatura de alimentación.

25.6. Control multivariable

En cualquier proceso en el que existe más de un lazo de control existe la posibilidad de interacción o acoplamiento entre ellos. En concreto en las columnas de destilación la interacción más acusada se detecta al controlar simultáneamente las composiciones de cabeza y fondo. Cualquier columna de destilación convencional al menos tiene cuatro o cinco lazos cerrados de control. El número de combinaciones entre ellos puede ser tan complicado como el factorial del número de lazos implicados, aunque muchas combinaciones sean irrealizables desde el punto de vista de control. En realidad existe un número de combinaciones posibles que será necesario experimentar en la práctica para ver cuál de ellas es la que produce más estabilidad en el control de cualquier columna.

La Figura 25.24 muestra una columna típica en la que aparecen las medidas habitualmente implicadas en el control, así como las válvulas automáticas necesarias y variable de perturbación.

Por todo lo expuesto, es necesario diseñar el sistema de control teniendo en cuenta la posibilidad de acoplamiento. Básicamente existen dos métodos para llevar a cabo

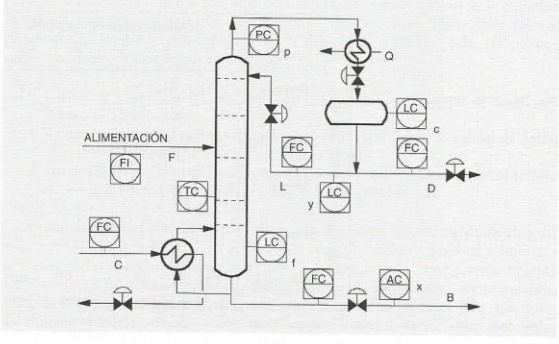


Figura 25.24

estos sistemas de control: el emparejamiento de variables más adecuado a cada caso en particular, basándose en el estudio de ganancias relativas en estado estacionario, o contemplando simultáneamente el efecto de cada una de las variables manipuladas y de perturbación sobre cada una de las variables controladas por medio del control multivariable basado en modelos.

25.6.1. Método de las ganancias relativas

Como se comenta en otro capítulo, el concepto de ganancias relativas aplicado a columnas de destilación ha sido desarrollado por Shinskey, aunque originalmente fue propuesto por Bristol en los años 60. La ganancia relativa mide la influencia relativa de una variable manipulada sobre una controlada, con respecto a la actuación del resto de variables manipuladas en el proceso. En un proceso multivariable, cada variable controlada se puede ver afectada por la influencia de todas las variables manipuladas. De esta forma se puede formar una matriz como la que aparece en la Figura 25.25, en la que las filas representan las variables controladas y las columnas las manipuladas. Los valores de la matriz lo forman las ganancias relativas de cada una de las posibles combinaciones de lazos de control.

La técnica de obtención de ganancias relativas consiste en comparar la ganancia del proceso para un par determinado de variables manipulada y controlada con el resto de lazos abiertos y la ganancia obtenida con el resto de lazos cerrados. Estas ganancias pueden ser obtenidas por medios matemáticos o por pruebas en planta. Las ganancias relativas así obtenidas se pueden introducir en una matriz como la que aparece en la Figura 25.25.

		VARIABLES MANIPULADAS				
		D	V	L	B	Q
VARIABLES CONTROLADAS	Comp. y	λ11	λ12	.....	.....	λ15
	Comp. x	λ21	.....			
	Nivel c	.....				
	Nivel f	.....				
	Presión p	λ51				λ55

Figura 25.25

Esta matriz de ganancias relativas en estado estacionario es la base para seleccionar el emparejamiento de variables más adecuado a cada columna en particular. Este concepto, que en teoría resulta confuso, se simplifica en la práctica utilizando las ecuaciones empíricas, así como el programa para cálculo de ganancias relativas detallado por Shinskey en el libro sobre destilación que aparece en la bibliografía. Como consecuencia de los cálculos anteriores se llega a la matriz simplificada que aparece en la Figura 25.26, donde se han introducido los datos obtenidos a partir de los cálculos que figuran en la referencia mencionada.

CONTROLAR «x» CON / CONTROLAR «y» CON	D	L	PENDIENTE «S» L/D	D/V	L/V
B	—	0,36	1,06		
V	0,66	7,03	0,96		
V/B	0,19	−0,16	0,80		

Figura 25.26

Según estos cálculos, las combinaciones de lazos cuya ganancia relativa está más próxima a la unidad es la que mayor estabilidad produce en el control de la columna estudiada. Los valores con ganancia superior a 1 tienen una respuesta dinámica más rápida que los de ganancia inferior a 1. En el ejemplo de la Figura 25.26, las mejores combinaciones posibles serían las siguientes:

- Controlar la calidad del destilado con la relación L/D, o lo que es igual, con alguna de las relaciones D/V o L/V.
- Controlar la calidad del producto de fondo bien con el propio caudal de fondo B, o con el calentamiento efectuado en el reboiler V.
- No controlar, en ningún caso, la calidad de cabeza directamente con el reflujo ni con el destilado, ni la calidad de fondo con la relación V/B.

Como consecuencia del cálculo de ganancias relativas, se puede decir que, más que indicar la combinación de lazos de control a utilizar, permite eliminar *a priori* aquellas combinaciones cuyo valor de ganancia relativa se encuentra lejos de la unidad considerado como óptimo. Los valores considerados como posibles han de ser experimentados para observar cuál de ellos es el más efectivo. Realmente con este método se obtiene el emparejamiento de variables manipuladas y controladas que mejor rechazan el acoplamiento existente entre cabeza y fondo de la columna.

25.6.2. Control multivariable predictivo

Acerca del control multivariable predictivo basado en modelos existe gran cantidad de libros y referencias, por lo que aquí solo se trata de dar una visión general del concepto de este tipo de control aplicado a columnas de destilación.

Como se ha visto en el capítulo correspondiente a control multivariable, un controlador predictivo basado en modelos puede controlar múltiples variables manipulando a su vez múltiples válvulas automáticas o puntos de consigna de otros controladores considerados como básicos y que habitualmente son controladores PID.

El controlador se considera predictivo porque puede predecir cómo van a reaccionar las variables controladas frente a los cambios en las variables manipuladas y variables de perturbación, basándose en la historia pasada de los comportamientos de las mismas variables. De esta forma se conoce y elimina la interacción existente entre las diferentes variables.

Para llevar a efecto la predicción se realizan una serie de pruebas con la unidad de proceso en marcha. Como consecuencia se obtiene una serie de modelos simples como el que aparece en la Figura 25.27.

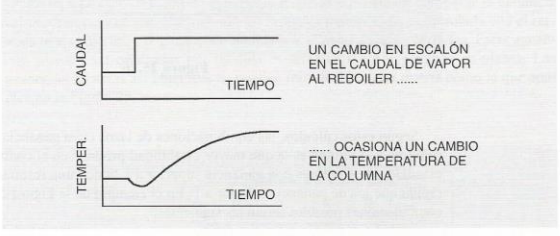


Figura 25.27

Agrupando los modelos se obtiene una matriz como la que aparece en la Figura 25.28, la cual corresponde a una columna con las siguientes variables:

- Manipuladas: Presión, caudal de reflujo y calentamiento en el reboiler.
- Perturbación: Caudal de alimentación.
- Controladas: Nivel de fondo, nivel del acumulador, impureza del producto de fondo, impureza del producto de cabeza y diferencia de presión en la columna.

Basándose en los principios de linealidad y superposición, el valor de cada variable controlada es la suma de los efectos de todas las variables manipuladas que le afectan, asumiendo que el comportamiento es lineal entre cada dos ejecuciones del algoritmo.

Figura 25.28

El controlador dispone de una función que compara el valor de predicción con el valor real de la variable controlada, corrigiendo el error que pueda existir para que en cada ejecución del algoritmo de control su respuesta sea más exacta.

Bibliografía

Distillation control
F. G. Shinskey
Mc Graw Hill Book Co, 1984

Design of distillation column control systems
Buckley, Luyben y Shunta.
Instrument Society of America

Manual de instrumentación aplicada
Considine y Ross
Mc Graw Hill Book Co, 1964

The material balance concept in distillation control
F. G. Shinskey.
Oil & Gas Journal, Julio 14, 1969

Guide to distillation pressure control methods
T. G. Chin.
Hidrocarbon Processing, Octubre 1979

New strategy improves dual composition column control
C. J. Ryskamp.
Hidrocarbon Processing, Junio 1980

Predict distillation column response using relative gains
F.G. Shinskey.
Hidrocarbon Processing, Mayo 1981

Practical distillation control
William L. Luyben
Van Nostrand Reinhold, 1992

26

Control de una columna superfraccionadora

26.1. Conceptos generales

Se denominan superfraccionadoras las columnas de destilación que tienen un gran número de platos, necesarios para separar componentes que tienen muy baja volatilidad relativa. El punto de ebullición de estos productos suele estar muy próximo, de tal forma que se puede encontrar una diferencia de temperatura entre cabeza y fondo de la columna de 10 °C, 5 °C o incluso menos. Hay que tener en cuenta que esta diferencia de temperatura se debe, tanto a la diferencia de composición de los productos, como a la diferencia de presión entre los extremos de la columna ocasionada por la caída de presión en los platos, la cual va originando distintos equilibrios presión-temperatura.

Para obtener la separación de estos productos es necesario que la columna disponga de un gran número de platos, tantos como 80, 100 o incluso más. La pureza en el producto destilado de cabeza puede llegar a estar comprendida entre 99 y 99,9 % del componente a recuperar, por lo que se necesita realizar una gran rectificación para obtener productos prácticamente puros. En muchas ocasiones la pérdida por fondo, de producto de cabeza, no debe ser superior a 0,5%.

La relación de reflujo externo *L/D*, es decir, entre los caudales de reflujo y destilado, también es alta, alcanzando valores de 15, 20 ó 25 dependiendo de la pureza a obtener en el producto destilado. Esto significa que una columna puede tener un tráfico de 100 m^3/h de reflujo para obtener un destilado de 5 m^3/h.

Con todos los datos mencionados se puede deducir fácilmente que el tráfico interno de líquido-vapor *(L/V)* es muy elevado, así como la energía necesaria en el reboiler *(Qr)* para efectuar la separación. Debido a ello, la variación de composición es muy lenta, por lo que suele ocurrir que el tiempo en alcanzar el estado estacionario en la columna, ante variaciones de alguno de los parámetros de control que afectan a la calidad final del destilado, sea de 6, 8, 10 o más horas.

Como consecuencia de todo lo expuesto, se concluye que para mantener la especificación de los productos de cabeza y fondo, fundamentalmente el de más valor añadido, se hace necesario disponer de un sistema de control de la columna que mantenga a ésta totalmente estable. A continuación se describe el sistema de control para una columna de este tipo, separado en las secciones más importantes de las que se compo-

ne, tales como calentamiento en el reboiler, balance de materia en cabeza, control de presión, control de calidad, etc.

Como se verá más adelante, este capítulo está enfocado desde el punto de vista de control de la columna, por lo que los cálculos que aparecen no necesariamente han de ser muy rigurosos. Por otro lado, al asociar control *feedforward* con control *feedback*, los errores producidos en los cálculos serán corregidos o reajustados por el control *feedback*. Por último, hay que recordar que el mejor sistema de control es el que, con la menor complejidad posible, es capaz de mantener los objetivos propuestos.

26.2. Sistema de control de fondo

Los sistemas tradicionales utilizan como elemento de control, para mantener la calidad en el fondo de la columna, la temperatura situada unos platos más arriba de la línea de retorno del reboiler, según puede verse en la Figura 26.1. Asimismo, el balance de materia en esta zona se cierra con el control en cascada entre nivel y caudal de extracción de fondo. Esta manera de controlar el fondo tiene resultados aceptables o buenos, según cada caso, cuando se trata de columnas con relaciones reflujo/destilado bajas o hay una gran diferencia de temperatura entre cabeza y fondo, por lo que existe una diferencia de temperatura entre platos fácilmente detectable.

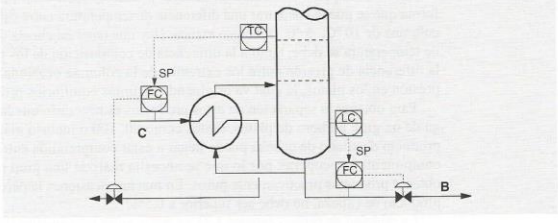


Figura 26.1

En este tipo de columna la diferencia de temperatura entre platos consecutivos puede ser del orden de 0,02 a 0,1 °C, por lo que puede deducirse fácilmente que no existe ningún sensor de temperatura capaz de apreciar estas diferencias, y mucho menos controlarlas. Cuando se intenta controlar la temperatura como el caso de la Figura 26.1, suele ser típica la dificultad de controlar el nivel de fondo, pasando de 0 a 100 % y viceversa rápidamente. Esto es debido a que, si el producto se encuentra a su temperatura de equilibrio, se rompe este equilibrio al aportar una cantidad de calor que provoca el cambio de fase con la propia oscilación en la variable de proceso del controlador de temperatura ante perturbaciones. Como consecuencia, el producto pasa de líquido a vapor y viceversa en muy poco tiempo.

Aplicando el método de cálculo de ganancias relativas en estado estacionario, tal como lo expone F.G Shinskey y comentado en el capítulo dedicado a destilación bina-

ria, se observa que en la mayor parte, por no decir en todas las columnas de este tipo, la variable manipulada para controlar la composición de fondo es el caudal de extracción de fondo *(B)*, o la relación entre vaporizado y caudal de extracción de fondo *(V/B)*.

Estos dos sistemas de control de fondo han sido tratados en el capítulo correspondiente a la destilación binaria, por lo que aquí sólo se va a utilizar el sistema de control que aparece en la Figura 26.2, cuya variable manipulada es el caudal de fondo *B* con el cual se obtienen excelentes resultados prácticos.

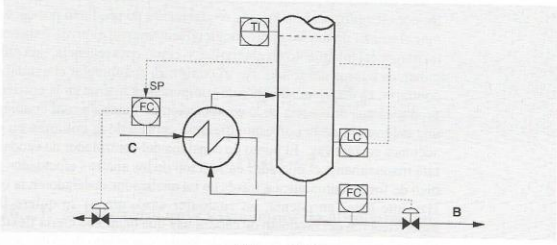


Figura 26.2

Con este sistema de control, el nivel cierra el balance de energía, controlando en cascada sobre el caudal de fluido calefactor *(C)* al reboiler, al mismo tiempo que actúa como elemento *feedback* o de reajuste cuando se desequilibra el balance de materia por modificar el caudal de fondo *(B)*. A veces se utiliza como fluido calefactor alguna corriente de proceso cuya temperatura cambia con cierta frecuencia, por lo que, si se desea utilizar control *feedforward,* se puede incluir un elemento que calcule el calor liberado en el reboiler *(Qr)*. Para ello es necesario hacer uso de las temperaturas ante-

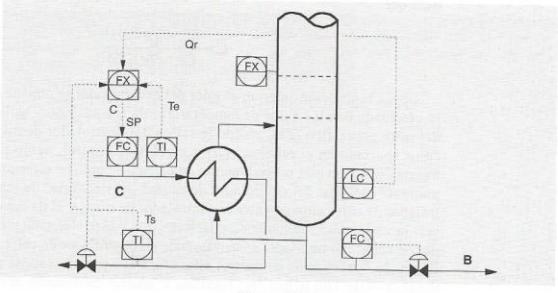


Figura 26.3

rior *(Te)* y posterior *(Ts)* al propio reboiler por el lado del fluido calefactor, tal como aparece en la Figura 26.3.

Desde el punto de vista de proceso, cualquier ligero desequilibrio en el balance energético en el fondo de la columna se traduce en una variación en el nivel. Utilizando alguno de los sistemas de control que aparecen en las Figuras 26.2 ó 26.3, se reajustará de nuevo este balance. Como puede verse, la temperatura del plato queda exclusivamente como indicación, sin mayor valor a efectos de control.

La calidad del producto de fondo se controla a través del propio caudal extraído. Si, por ejemplo, para mejorar la recuperación de producto por cabeza hay que disminuir el caudal de fondo, se producirá un aumento en el nivel. Esta acción se traduce en un mayor calentamiento en el reboiler y, como consecuencia, una eliminación de componentes ligeros del fondo. Por el contrario, al aumentar el caudal ocurrirá el efecto contrario, es decir, un aumento de componentes ligeros en la corriente de fondo. Esto producirá una diferencia en la composición de fondo, la cual también puede ocasionar una diferencia de la correspondiente a cabeza de la columna en caso de no tomar acciones correctivas. El punto de consigna del controlador de caudal de fondo lo ajustará manualmente el operador en función de los análisis efectuados periódicamente, o bien de forma automática a través de un analizador instalado en la corriente de fondo. Hay que tener en cuenta, en cualquier caso, que si se quiere llevar al límite la especificación del producto de cabeza hay que dejar una cierta flexibilidad, o grado de libertad, a la calidad del producto de fondo, con objeto de evitar acoplamientos que se producen cuando se intenta controlar al límite ambas especificaciones, las de cabeza y fondo.

Para el cálculo del caudal del fluido calefactor, de acuerdo al esquema de la Figura 26.3, se parte de la ecuación básica de intercambio de calor sin cambio de fase, es decir:

$$Qr = C * Ce * (Te - Ts)$$

Como a efectos de control se necesita el valor de caudal del fluido calefactor, se tiene que:

$$C = \frac{Qr}{Ce * (Te - Ts)}$$

Según la ecuación anterior, el valor del denominador se obtiene del cálculo directo efectuado con los datos de temperaturas de entrada *(Te)* y salida *(Ts)*, así como del calor específico *(Ce)*, siendo la salida del controlador de nivel equivalente al calor aportado en el reboiler *(Qr)* a efectos de control, como puede verse en la Figura 26.3. Con este procedimiento de cálculo se obtiene directamente el valor del punto de consigna del controlador de caudal, sin necesidad de introducir otro controlador de calor situado entre el controlador de nivel y el de caudal. Se tiene además la ventaja de eliminar las oscilaciones que inevitablemente produce el controlador de calor. Por otro lado, si se introduce un controlador de calor, como muestra la Figura 26.4, el sistema de control estará formado por una cadena con tres controladores en serie, con lo que esto significa al ajustar las distintas acciones, proporcional, integral, etc.

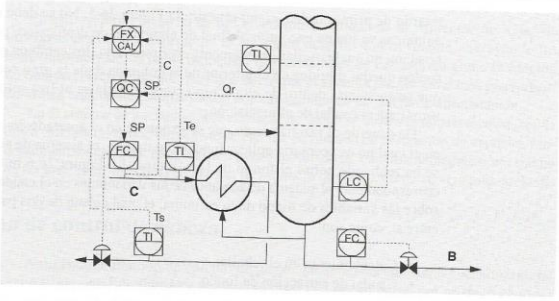


Figura 26.4

26.2.1. *Feedforward* ante variaciones de alimentación

El control en adelanto o *feedforward,* tiene por objeto modificar la variable manipulada antes que las perturbaciones en la alimentación afecten a la variable controlada. En otras palabras, si se conoce el efecto que producen, y el tiempo en que se producen los cambios en la alimentación, se puede modificar el calentamiento en el reboiler para minimizar los cambios en la calidad de los productos. Por tanto, para el cálculo *feedforward* se deben tener en cuenta, fundamentalmente, la composición y el caudal de alimentación, así como el tiempo que tarda en repercutir la perturbación en la variable controlada desde que se produce la variación en la alimentación. Normalmente la función de tiempo se puede aproximar a un tiempo muerto más un

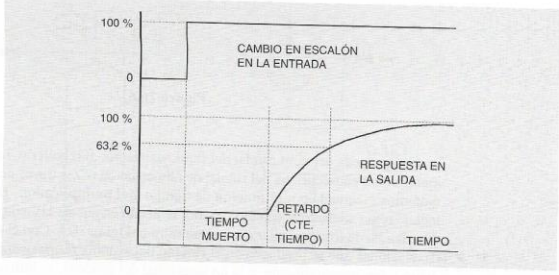


Figura 26.5

retardo de primer orden, como muestra la Figura 26.5. No se debe olvidar que estas columnas se suelen encontrar al final de algún tren de destilación, por lo que la composición no suele oscilar grandemente. Por otro lado, los cambios en la composición suelen quedar diluidos en el interior de la columna dada la gran cantidad de materia que se encuentra dentro de ella. Como consecuencia se utiliza sólo sistema *feedforward* para el caudal de alimentación.

De acuerdo al razonamiento que se expondrá en el apartado de control de cabeza, en el cual no es necesario aplicar función de tiempo, el sistema de adelanto solamente se ha realizado sobre el fondo de la columna. La Figura 26.6 muestra el esquema correspondiente al sistema de adelanto de las variaciones en el caudal de alimentación sobre las variables de fondo de la columna, el cual consta de dos partes diferenciadas entre sí, como son:

- Calentamiento en el reboiler.
- Caudal de extracción de fondo.

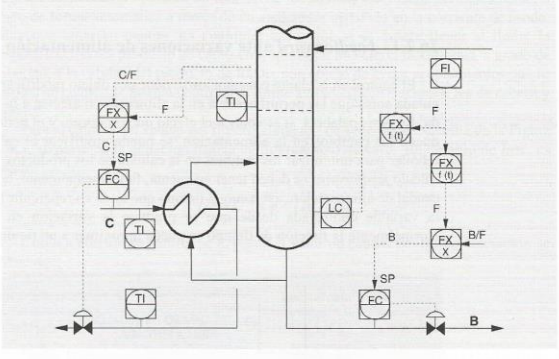


Figura 26.6

Como puede verse, el caudal del fluido calefactor al reboiler *(C)* se mueve directamente como consecuencia del caudal de alimentación *(F)*, a través de la compensación dinámica efectuada por la función de tiempo y el multiplicador. También se podría incluir como adelanto el cálculo de calor teniendo en cuenta las temperaturas de entrada y salida, de forma similar a como muestra la Figura 26.3. Con el fin de corregir las desviaciones que se producen en el cálculo del sistema *feedforward,* al no ser exacto debido, fundamentalmente, a la no linealidad del proceso, se utiliza como reajuste o *feedback* el controlador de nivel de fondo, cuya salida representa la relación *C/F*.

En este ejemplo no se ha tenido en cuenta la calidad de la alimentación. Caso de utilizarse ésta, el procedimiento es el mismo descrito anteriormente, incluyendo los elementos necesarios para compensar las variaciones de calidad, así como la función de tiempo correspondiente. Hay que decir que el sistema *feedforward* más generalizado utiliza solamente compensación por variaciones en el caudal de alimentación.

En el sistema de adelanto sobre el caudal de fondo se utiliza la misma técnica, con la única diferencia de que el reajuste se efectúa en función de la relación de caudales fondo/alimentación *(B/F)*. Esta relación puede modificarse, bien manualmente o por medio de un analizador instalado en la línea de producto de fondo, como se verá más adelante.

26.3. Sistema de control de cabeza

Aplicando el método de cálculo de ganancias relativas en estado estacionario, tal como lo expone F.G Shinskey, se observa que en la mayor parte, por no decir en todas las columnas de este tipo, la variable manipulada para controlar la composición de cabeza es la pendiente de la zona de rectificación en sus diversas variantes, es decir alguna de las relaciones reflujo/vaporizado *(L/V)*, Destilado/Vaporizado *(D/V)* o reflujo/destilado *(L/D)*. Todas ellas son equivalentes a efectos de control, puesto que $V = L + D$.

Manteniendo constante cualquiera de las relaciones anteriores se mantiene constante *L/D*, por lo que ante un aumento o disminución en la cantidad de vaporizado de cabeza, éste se repartirá proporcionalmente al reflujo y al destilado sin ocasionar perturbación en la composición del producto. Carroll J. Ryskamp trata extensamente este hecho, que por otra parte no deja de ser lógico, toda vez que si se produce una variación en la cantidad de vapor en cabeza y se absorbe solamente con el reflujo sin modificar el destilado, o viceversa, se producen los fenómenos que se detallan a continuación. Si la solución adoptada es la que aparece en la Figura 26.7, cualquier variación en la cantidad de vapor de cabeza producirá una alteración en el nivel, que a su vez se traducirá en una variación en el caudal destilado *(D)*.

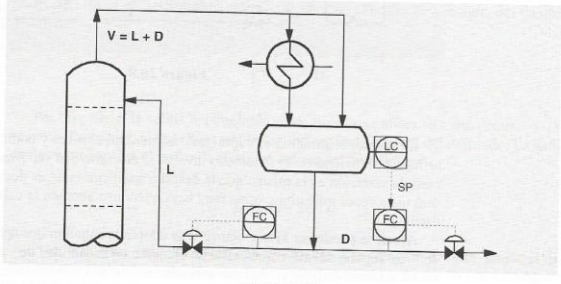


Figura 26.7

Puesto que se trata de una columna superfraccionadora, la relación *L/D* es alta, como se dijo anteriormente, llegando a ser incluso superior a 25. Debido a lo anterior, el caudal destilado es muy pequeño en comparación al vaporizado total y cualquier ligera oscilación en éste último producirá una gran oscilación en el destilado. Como consecuencia, al mantener constante la cantidad de reflujo, unas veces se tendrá una relación *L/D* muy alta por estar extrayendo poco destilado y otras por el contrario, la relación será muy baja si se produce un aumento en la vaporización.

El fenómeno anterior se traduce inevitablemente en una alteración importante de la calidad. Para cubrir la situación más desfavorable es necesario mantener un caudal de reflujo alto, llegando en algún caso a limitar la capacidad de destilación de la columna al tener un tráfico interno excesivo. Si por el contrario se adopta la solución de la Figura 26.8, cualquier variación en el vaporizado se absorbe directamente por el reflujo, teniendo que modificar, bien el operador manualmente o a través de un analizador, el punto de consigna del destilado. Si no se modifica el punto de consigna se desequilibra el balance de materia, llegando a inundar o dejar con poco tráfico la columna.

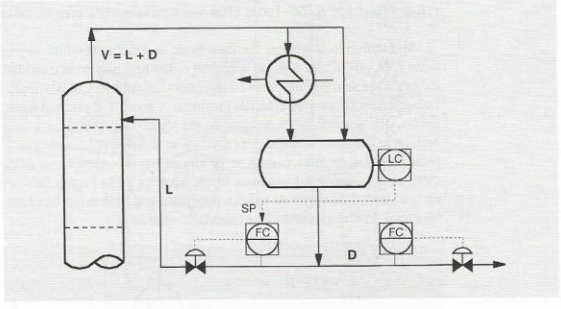


Figura 26.8

En efecto, si aumenta el vaporizado aumentará el nivel y como consecuencia el reflujo, produciéndose el fenómeno inverso si disminuye el vaporizado. En cualquier caso, la situación es la misma que la descrita anteriormente, es decir, la relación *L/D* será unas veces muy alta y otras muy baja, viéndose alterada la calidad del producto destilado.

Ahora se puede ver lo que ocurre si se adopta la solución que aparece en la Figura 26.9. Se supone de nuevo que existe un aumento en la cantidad de vaporizado de cabeza. La primera variable en detectar este aumento será el nivel del acumulador. Por otro lado, se sabe que al ser ésta una columna de condensación total, todo el producto que

llega al acumulador se reparte entre el reflujo y el destilado, por lo que manteniendo constante la relación L/D, se mantendrán constantes las relaciones D/V y L/V. Las ecuaciones que ligan las distintas relaciones son las siguientes:

$$V = L + D \qquad \frac{D}{V} = \frac{1}{1 + L/D} \qquad \frac{L}{V} = \frac{L/D}{1 + L/D}$$

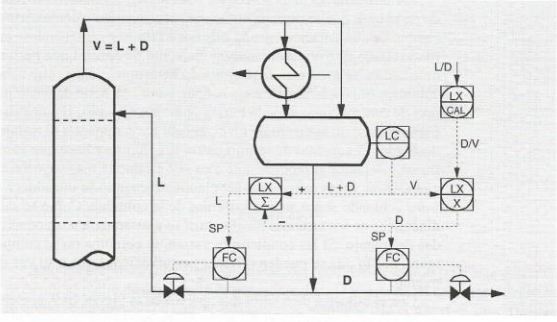


Figura 26.9

Basándose en lo descrito, si la salida del controlador de nivel, que a efectos de control representa el vaporizado V, se multiplica por la relación D/V, obtenida a partir de L/D en el elemento de cálculo, se obtiene el punto de consigna del caudal destilado:

$$V * \frac{D}{V} = D$$

Por otra parte, la salida del controlador de nivel, que ahora se toma como $L + D$, se lleva al sumador, al cual llega por la segunda entrada la señal del destilado. La salida del sumador será el punto de consigna del caudal de reflujo.

$$(L + D) - D = L$$

Puesto que los cálculos están condicionados a la relación L/D, la cantidad de líquido que llega al acumulador se repartirá entre reflujo y destilado con la proporción fijada. Con esta estrategia de control se obtiene como ventaja más importante

la estabilidad en la calidad del destilado. En efecto, al mantener constante la relación *L/D* se mantiene constante asimismo la pendiente de destilación en la zona de rectificación de la columna, de tal forma que se estabiliza la composición. Manteniendo estabilizada la calidad del producto destilado es posible acercarse al límite de especificación deseada, sin esperar oscilaciones en la calidad. Esto se traduce invariablemente en un aumento en la capacidad de procesamiento de la columna.

Por otro lado, el nivel reacciona cuando llega el líquido procedente del vaporizado de cabeza que se obtiene como consecuencia del calentamiento en el reboiler, o cambio de alimentación cuando ésta tiene fase gas, repartiéndose entre reflujo y destilado. Dado que no existe ningún elemento de control que perturbe la relación de destilación, se minimiza la posibilidad de acoplamiento entre cabeza y fondo de la columna. El acoplamiento suele ocurrir, entre otra serie de posibilidades, con esquemas de control como el de la Figura 26.8, por ejemplo, al aumentar la vaporización. Esto produce un aumento de nivel, el cual hace aumentar el reflujo sin modificar el destilado. El aumento de reflujo enfría la columna y hace que aumente el caudal de fluido calefactor al reboiler, que a su vez producirá más vaporización, repitiendo el ciclo. Otras veces se produce acoplamiento cuando se introducen sistemas *feedforward* actuando sobre ambos extremos de la columna. Como se sabe, las constantes dinámicas de los sistemas *feedforward* se ajustan para unas condiciones determinadas de trabajo. Si las condiciones varían, la columna no se comporta exactamente igual, por lo que se pueden originar perturbaciones que a su vez ocasionen acoplamiento.

Con el esquema de control que aparece en la Figura 26.9, el elemento *feedforward* en cabeza es el propio nivel del acumulador, por lo que no existe ningún acoplamiento que se deba al ajuste de constantes de tiempo en fondo. El nivel se modifica solamente cuando llega el producto procedente de la vaporización, independientemente de la cantidad de alimentación que esté procesando la columna.

26.3.1. Método de McCabe - Thiele

Desde un punto de vista teórico se puede recurrir al método de McCabe-Thiele para justificar el hecho de mantener constante el tráfico de líquido vapor *(L/V)* en la columna analizando un ejemplo, de forma simple, a partir de la Figura 26.10. Para empezar es necesario asumir una serie de circunstancias que concurren en una columna de destilación instalada en una unidad de producción. Tales circunstancias pueden ser, entre otras:

- El número de platos ha sido determinado en el diseño.
- La alimentación entra a unas condiciones termodinámicas prácticamente constantes. En la Figura 26.10 entra como líquido a su temperatura de ebullición, por lo que la pendiente de la recta de alimentación Q es vertical.
- El punto de unión P entre las rectas de enriquecimiento E, alimentación Q y *stripping* o agotamiento S es fijo, actuando como pivote a efectos de control.

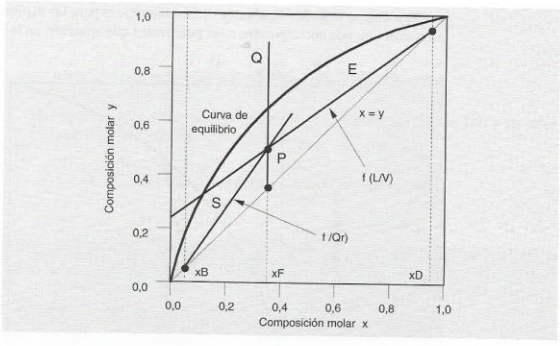


Figura 26.10

Bajo las premisas anteriores, la calidad del producto destilado *(xD)* está determinada por el punto de corte entre la perpendicular *xD* y la recta de enriquecimiento *E*. Si como se ha supuesto a efectos de control se mantiene fijo el pivote *P*, modificando la pendiente de la recta *E* se modificará el punto de corte correspondiente a la calidad del destilado. La pendiente de la recta depende de la relación entre líquido y vapor que circulan en el interior de la columna, es decir *L/V* ; relación que a su vez depende de la relación de reflujo externo *L/D*. Como consecuencia, modificando la relación *L/D* se estará modificando la calidad del producto. Por el contrario, manteniendo constante la relación *L/D* se mantiene estable la calidad del producto. El mismo razonamiento se puede seguir para la composición del producto de fondo. En esta zona de la columna la pendiente de la recta de *stripping* o agotamiento *S* depende del calor *Qr* aportado en el reboiler.

Las ecuaciones de las tres rectas de operación mencionadas son:

$$\textit{Recta Q} \qquad y = \frac{q}{q-1} * x - \frac{xF}{q-1}$$

$$\textit{Recta E} \qquad y = \frac{Le}{Ve} * x + \frac{D}{Ve} * xD$$

$$\textit{Recta S} \qquad y = \frac{Ls}{Vs} * x - \frac{B}{Vs} * xB$$

En la recta de alimentación, *q* representa el número de moles de líquido, en la sección de rectificación, que resultan de la introducción de un mol de alimentación. Por

consiguiente, q tiene los siguientes límites numéricos para las distintas condiciones de alimentación, que corresponden a las pendientes que aparecen en la Figura 26.11.

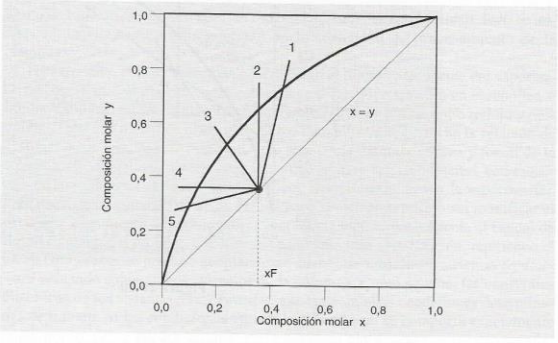


Figura 26.11

1.	$q > 1$	Líquido subenfriado	$\Rightarrow$	Temp. Aliment. < Temperatura de Burbuja
2.	$q = 1$	Líquido saturado	$\Rightarrow$	Temp. Aliment. = Temperatura de Burbuja
3.	$1 > q > 0$	Líquido + Vapor	$\Rightarrow$	Temp. Burbuja < Temp. Alim. < Temp. Rocío
4.	$q = 0$	Vapor saturado	$\Rightarrow$	Temp. Aliment. = Temperatura de Rocío
5.	$q < 0$	Vapor sobrecalentado	$\Rightarrow$	Temp. Aliment. > Temperatura de Rocío

En la recta de enriquecimiento, si los caudales molares se ponen en función de L/D, se tiene:

$$y = \frac{L/D}{L/D+1} * x + \frac{xD}{L/D+1}$$

por lo que cualquier cambio en la relación de reflujo externo L/D traerá consigo un cambio en la pendiente de la línea de operación E.

La figura 26.12 muestra un ejemplo en el que en la relación $L/D = 10$, la alimentación entra como líquido a su temperatura de ebullición y tiene un 40 % del componente a recuperar, siendo la composición del destilado de 95 %. Si en la ecuación anterior se hace $x = xF$, se tiene como coordenadas del punto P las siguientes :

$$x = xF = 0{,}40$$

$$y = \frac{10}{10+1} * 0{,}40 + \frac{0{,}95}{10+1} = 0{,}45$$

Manteniendo las coordenadas del punto *P*, si se cambia la relación *L/D* a un valor de 9, el nuevo valor de composición *xD* será:

$$0{,}45 = \frac{9}{9+1} * 0{,}40 + \frac{xD}{9+1} \Rightarrow xD = 0{,}90$$

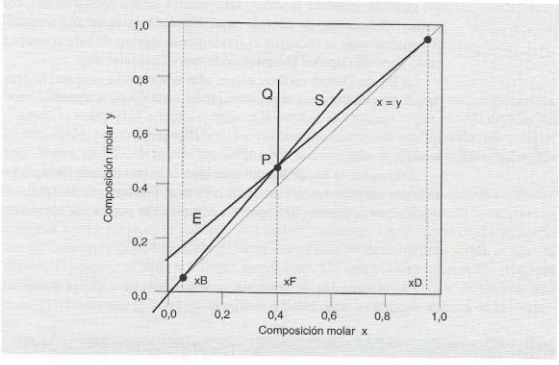


Figura 26.12

Como era de esperar, al disminuir la relación de reflujo externo disminuye la calidad del destilado. Como resumen se puede decir que, manteniendo constante la relación de reflujo se mantiene constante la calidad del producto, mientras que si se está alterando esta relación, la calidad del producto variará en función de la alteración producida. Este mismo procedimiento se puede seguir para el fondo de la columna, utilizando la línea de *stripping* o agotamiento y teniendo en cuenta que la relación *Ls/Vs* depende del calor aportado en el reboiler. En este caso, al mantener constante el punto *P*, se modificará la composición *xB* del producto de fondo.

Como es lógico, el procedimiento de cálculo anterior no es rigurosamente exacto desde el punto de vista de ingeniería química, aunque es totalmente válido para llevar a cabo el control de una columna de destilación.

26.4. Control de presión

Como se ha visto en el capítulo correspondiente a destilación binaria, la presión es uno de los parámetros que intervienen con mayor influencia para mantener constante la calidad de los productos, tanto de cabeza como de fondo de la columna. Como se sabe, el líquido sobre los platos se encuentra a la temperatura de burbuja correspondiente a una cierta presión. Si la presión desciende, se producirá una mayor vaporización, con el consiguiente arrastre de componentes pesados hacia la parte superior de la columna, llegando a inundar los platos si la caída de presión es brusca. Por el contrario, si la presión aumenta se produce el efecto inverso, es decir, un arrastre de componentes ligeros hacia el fondo, llegando al extremo de dejar de destilar si el aumento de presión es instantáneo. Por otro lado se sabe que, disminuyendo la presión de forma gradual, aumenta la volatilidad relativa de los componentes, con lo cual se puede reducir el consumo de energía en el reboiler para la misma cantidad de alimentación. A continuación se recuerda el fundamento teórico de este concepto, el cual es válido tanto para este tipo de columna como para cualquier otra.

La ley de Dalton establece que: «En una mezcla gaseosa, la presión parcial ejercida por un componente es proporcional a su concentración en el vapor».

$$Pi = yi * P$$

Asimismo, la ley de Raoult dice que: «En una mezcla ideal, la presión parcial ejercida por un componente en equilibrio es el producto de su concentración molar en el líquido por la presión de vapor del componente puro a esa temperatura».

$$Pi = xi * P^{V} i$$

La combinación de ambas ecuaciones permite conocer la relación de vaporización en equilibrio, volatilidad o factor K.

$$yi * P = xi * P^{V} i \Rightarrow Ki = \frac{yi}{xi} = \frac{P^{V} i}{P}$$

Dividiendo los valores del componente ligero «*l*» entre los correspondientes al componente pesado «*h*» se obtiene la volatilidad relativa entre ambos componentes.

$$\alpha = \frac{P^{V} l / P}{P^{V} h / P} = \frac{P^{V} l}{P^{V} h}$$

Al disminuir la presión disminuye la temperatura, dando como resultado un aumento de la volatilidad relativa, según se puede ver en el ejemplo siguiente. Se supone un caso en el que la temperatura se encuentra a 52 °C = 325,15 K y después se disminuya a 42 °C = 315,15 K. Los coeficientes para los compuestos ligero y pesado son:

$Al = 15$	$Bl = 2.000$	$Cl = 33$
$Ah = 16$	$Bh = 2.400$	$Ch = 40$

Aplicando la ecuación de Antoine:

$$Ln\ (P) = A - \frac{B}{T - C}$$

para 325,15 K se tiene: $Pl = 3477,9$ mm Hg y $Ph = 1965,2$ mm Hg.

Por tanto, la volatilidad relativa será:

$$\alpha = 3477,9 / 1965,2 = 1,77$$

Repitiendo el cálculo para 315,15 K se tiene: $Pl = 2728,6$ mm Hg y $Ph = 1447,3$ mm Hg.

Por tanto, la volatilidad relativa será:

$$\alpha = 2728,6 / 1447,3 = 1,88$$

Al aumentar la volatilidad relativa, mejora la separación entre los componentes. Cuando la volatilidad relativa es igual a la unidad, la separación por simple destilación es imposible, puesto que significa que las composiciones de las fases líquido y vapor son iguales, como ocurre con los azeótropos. Cuanto más se aleja la volatilidad relativa de la unidad mayor es el grado de separabilidad.

Por todo lo expuesto anteriormente, se llega a la conclusión de que es necesario mantener la presión al mínimo valor posible y totalmente estabilizada si se quieren eliminar oscilaciones en la calidad final de los productos. En la Figura 26.13 se puede ver un esquema típico de control de presión en este tipo de columnas, según el cual, la presión desciende al abrir la válvula automática. De esta manera quedan libres mayor cantidad de tubos del condensador, o lo que es igual, mayor superficie de intercambio entre el refrigerante (por ejemplo, agua), y el vapor procedente de cabeza de la columna.

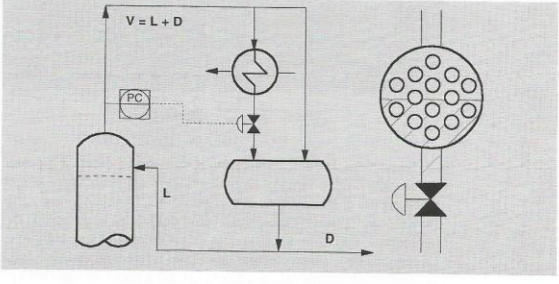


Figura 26.13

En este punto es preciso recordar que este tipo de columnas suelen operar a condensación total y, dadas sus especiales características, el mejor método de control es el que se realiza a presión flotante. Los procedimientos utilizados para este tipo de control se describen en el capítulo correspondiente a la columna de destilación binaria.

26.5. Control de calidad

En general, en este tipo de columnas se trata de controlar la calidad de uno solo de los extremos, normalmente la cabeza, por lo que para mantener la especificación es necesario disponer de un cromatógrafo instalado en la línea de producto destilado. En cuanto al fondo, dependerá del destino de esta corriente la necesidad o no de analizarla con cromatógrafo. En cualquier caso, como ya se ha mencionado, se debe llevar la especificación de la corriente de fondo hasta un límite en el que se disminuyan las pérdidas sin perjudicar al producto de cabeza, que es el de más valor añadido y por tanto el que es necesario mantener lo más estable posible y próximo al límite de su especificación. En otras palabras, se debe dejar como grado de libertad la composición de fondo. En la Figura 26.14 se puede ver que la función del cromatógrafo de cabeza es la de reajustar la relación de reflujo externo *L/D*. Existen dos formas que se pueden considerar como más utilizadas para llevar a cabo el reajuste, como se describen a continuación.

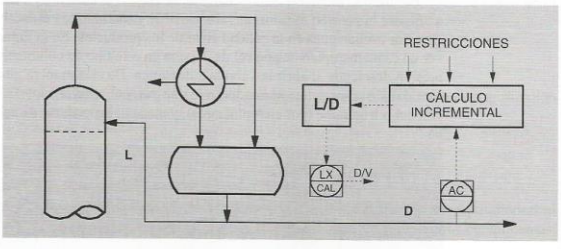


Figura 26.14

La primera de ellas, y más simple, consiste en efectuar un cálculo incremental de la relación *L/D* en función de la desviación existente entre la medida y el punto de consigna del controlador de composición *AC*, incluyendo una serie de restricciones a fin de evitar pérdidas de especificación debidas al largo tiempo de procesamiento de la columna, o al fallo de cualquiera de los elementos que componen el cromatógrafo. La segunda consiste en efectuar un cálculo inferencial de la calidad, es decir, un modelo matemático simple que prediga la calidad a partir de una curva previamente obtenida, semejante a la que aparece en la Figura 26.15.

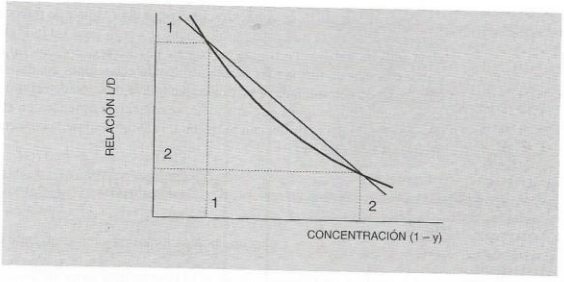


Figura 26.15

La curva de la Figura 26.15 representa las impurezas *(1 - y)* del producto de cabeza en función de la relación *L/D*. Además es necesario averiguar el tiempo de respuesta de la columna ante cambios de la relación. De esta forma se sabe con antelación la calidad del producto, y se puede obrar en consecuencia en el periodo comprendido entre la obtención de dos valores consecutivos del cromatógrafo, puesto que este tipo de analizador no es continuo sino secuencial, debido al método de análisis. Como cualquier modelo matemático, éste debe reajustarse con el análisis del cromatógrafo para irse adaptando a las posibles desviaciones o derivas que ocurren, entre otras causas por la variación en la composición de la alimentación. Un sistema que cumple las funciones de control y reajuste o reconciliación del modelo matemático de la correlación aparece en la Figura 26.16.

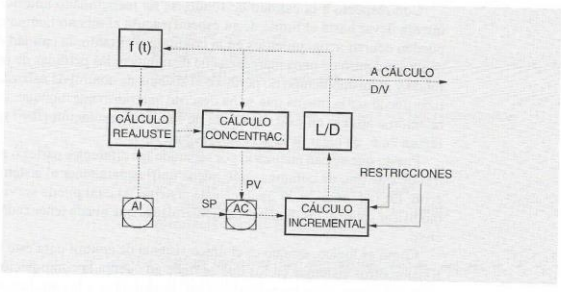


Figura 26.16

Tanto el cálculo de la concentración como del reajuste se pueden simplificar a la ecuación de la recta que pasa por dos puntos, como muestra la Figura 26.15, porque en la zona de trabajo el error que se comete puede ser aceptable. En cualquier caso, se puede calcular de forma más exacta utilizando ecuaciones cuadráticas, logarítmicas, etc. Teniendo determinada la ecuación que liga la relación de reflujo con la concentración, en el ejemplo que sigue una recta, se obtiene la ordenada en el origen en el bloque de cálculo del reajuste, con la relación *L/D* retrasada y la concentración actual, de acuerdo a la ecuación:

$$B = C - K * L/D$$

siendo : B = Bías u ordenada en origen de la recta.
C = Concentración de impurezas en la corriente analizada.

La función de tiempo compensa el tiempo que tarda en actualizarse el dato de composición en el analizador con respecto a la relación de reflujo. Entre la función de tiempo y el cálculo del bías se reajusta el modelo de concentración cada vez que se obtiene un nuevo análisis.

En el bloque de cálculo de concentración se calcula la que se obtendrá aplicando la relación de reflujo actual. De esta manera se obtiene un adelanto en la obtención del valor de la concentración. Recordemos que se analiza con un cromatógrafo que puede tardar bastantes minutos en tener una nueva muestra representativa de la concentración, por causa del sistema de acondicionamiento de muestra y del propio ciclo de análisis discontinuo. La ecuación de cálculo utilizada será:

$$C = B + K * L/D$$

El resultado de este cálculo sustituye al analizador, siendo muy útil en el caso de quedar fuera de servicio el analizador por alguna causa, como puede ser una avería o calibración.

Con respecto a la calidad de fondo, se ha mencionado anteriormente que si se intenta llevar hasta el límite de su especificación al mismo tiempo que la de cabeza, pueden ocurrir acoplamientos en la columna. Por tanto, la calidad de fondo se debe controlar dentro de unos márgenes que disminuyan las pérdidas de producto ligero en fondo y al mismo tiempo no perturbe al sistema de control de cabeza. La técnica a utilizar puede ser la misma que se ha descrito anteriormente, aunque, como es lógico, la relación a aplicar en este caso es la de fondo/alimentación *(B/F)* que aparece en la Figura 26.6, en lugar de la *L/D* de la Figura 26.9.

Puesto que se han analizado por separado las diferentes partes o elementos de control de este tipo de columna, sólo queda unirlos para tener el sistema de control descrito. En la Figura 26.17 aparece este sistema, el cual puede servir como base para modificar sobre él las distintas particularidades que puede tener cada columna en concreto.

Como es lógico, este no es el único sistema de control para este tipo de columnas. Existen otros sistemas en los que se tiene en cuenta la composición de la alimentación, así como otros emparejamientos de variables a los aquí expuestos, debiendo estudiar en cada caso el mejor sistema a aplicar.

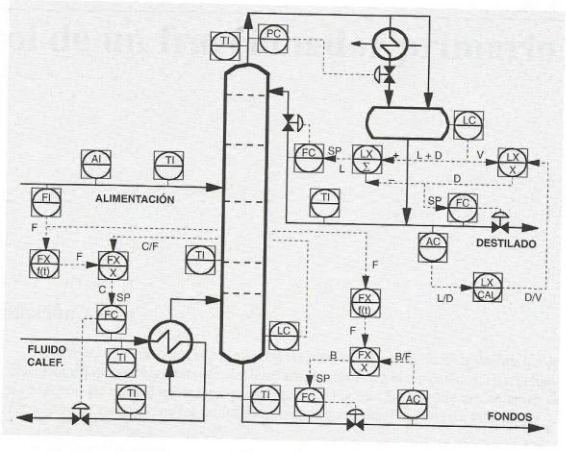


Figura 26.17

Bibliografía

Chemical engineering
J. M. Coulson & J. F. Richardson
Pergamon Press

Mass transfer operations
Robert. E. Treybal
McGraw Hill Book Company

Distillation control for productivity and energy conservation
F. G. Shinskey
McGraw Hill Book Company

Design of distillation column control systems
P. S. Buckley & W. L. Luyben & J. P. Shunta
Instrument Society of America

New strategy improves dual composition column control
C. J. Ryskamp
Hidrocarbon Processing. Junio 1980

27
Control de un fraccionador primario

27.1. Introducción

La primera operación que se efectúa con el crudo en una refinería, es la destilación en una columna que trabaja a una presión ligeramente superior a la atmosférica. Esta columna se denomina normalmente torre atmosférica. La Figura 27.1 muestra una columna de destilación de este tipo con los principales equipos que rodean a la misma, tales como:

- *Strippers* laterales.
- Intercambiadores en los reflujos circulantes.
- Condensadores de cabeza.

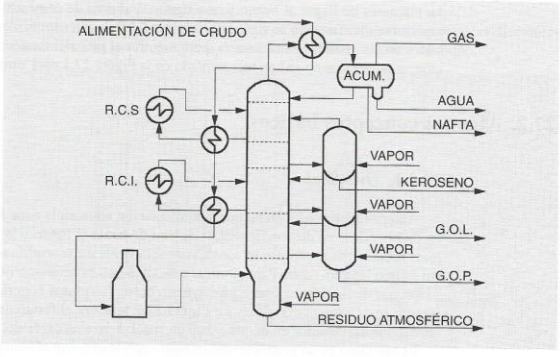


Figura 27.1

- Acumulador en cabeza. (A veces hay dos).
- Horno de precalentamiento.

Como se puede ver, esta columna no dispone de reboiler o aporte de calor externo, sino que todo el calor necesario para la destilación viene con la alimentación. Esta alimentación se va calentando progresivamente en el condensador de cabeza y los reflujos circulantes, con el fin de aprovechar el calor excedente en estos circuitos antes de entrar al horno, y de esta manera disminuir el consumo de combustible en el mismo. En el horno se calienta a la mayor temperatura posible sin llegar al *cracking*.

La temperatura de salida del horno varía ligeramente con cada tipo de crudo, así como el porcentaje de vaporizado que se produce, oscilando éste normalmente entre 55 y 65 %.

La alimentación parcialmente vaporizada en el horno entra a la columna en la parte denominada zona *flash*, donde se separa en dos fases, cayendo el líquido hacia el fondo y ascendiendo el gas o vapor hacia la cabeza. A medida que asciende el vapor se va enfriando, extrayendo los distintos cortes a temperaturas de ebullición progresivamente más bajas a partir de la zona *flash*, quedando una parte en forma de gas en el acumulador, que será necesario comprimir en otra unidad de proceso destinada a la recuperación de gases.

Con el fin de incrementar la recuperación de componentes más volátiles que acompañan a cada extracción lateral, se efectúan inyecciones de vapor de agua en el fondo de la columna y en los *strippers* correspondientes. De esta manera disminuye su presión parcial y suben a la extracción inmediatamente superior los componentes más ligeros.

Por último queda decir que debido a la gran cantidad de gas que se va acumulando en la parte superior de la columna, procedente de las fracciones más ligeras, así como del vapor de agua inyectado, se dispone de reflujos circulantes intermedios, que al mismo tiempo que equilibran el tráfico interno de la columna, aumentando el líquido a costa de disminuir el vapor, sirven para aprovechar el calor precalentando la alimentación antes de llegar al horno y conseguir un ahorro de combustible como se dijo anteriormente. También se suelen utilizar otra serie de intercambiadores de calor colocados en las distintas extracciones, para mejorar el precalentamiento de la alimentación, aunque estos no se han representado en la Figura 27.1 para simplificar la misma.

27.2. Algunos conceptos básicos

27.2.1. *Overflash*

Anteriormente se ha dicho que la alimentación entra en la zona *flash* de la columna dividiéndose en dos corrientes, la de líquido hacia el fondo y la de vapor hacia la parte superior. Si el proceso se comportara solamente así se tendría una serie de platos sin tráfico líquido-vapor. Para eliminar esta situación es necesario que exista un reflujo interno de líquido en esta zona cayendo desde los platos superiores. Este reflujo interno se denomina *overflash*. La Figura 27.2 muestra el fondo de una columna de destilación atmosférica en la que existe un sistema para recogida del *overflash*.

El *overflash* es un producto que ha sido vaporizado, con el consiguiente consumo de energía en el horno, por lo que se debe reducir al máximo cuando no se recupera

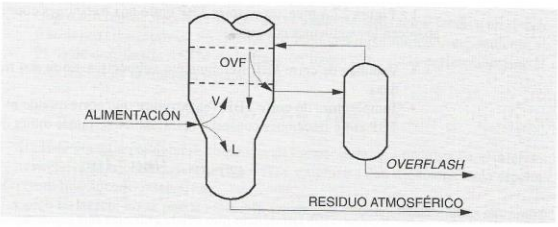


Figura 27.2

como extracción de la columna o mejora el fraccionamiento de otras extracciones. Además de medirse como caudal volumétrico, se utiliza en los balances de materia como porcentaje en volumen con respecto al caudal de alimentación.

27.2.2. Punto de corte TBP

Debido a que el crudo no se puede separar por componentes, es necesario fraccionarlo por temperaturas de ebullición. El punto de corte TBP (*True Boiling Point*) es la temperatura que corresponde a la separación en porcentaje volumétrico entre dos fracciones consecutivas. Dada su complejidad, el análisis TBP de las fracciones se sustituye normalmente por otro más simple, según la norma ASTM D-86. En una primera aproximación, la temperatura de corte TBP se puede tomar igual al 95 % ASTM de la fracción ligera o al 5 % de la pesada.

En la Figura 27.3 aparece un juego de curvas de destilación para las diferentes extracciones de producto típicas de una columna de destilación de crudo.

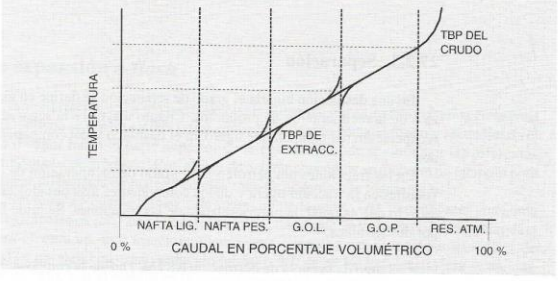


Figura 27.3

La Figura 27.4 muestra el corte TBP entre dos fracciones consecutivas, en la que aparecen los siguientes conceptos:

- Volumen de corte TBP. Rendimiento volumétrico entre dos fracciones consecutivas.
- Temperatura de corte TBP. Temperatura que corresponde al volumen de corte TBP entre fracciones consecutivas. También se puede tomar como:

$$TBP\ CP = \frac{T_{100\,FL} + T_{0\,FP}}{2}$$

- *Overlap* TBP. Diferencia que existe entre las temperaturas correspondientes a los puntos final de ebullición de la fracción ligera e inicial de la fracción pesada.

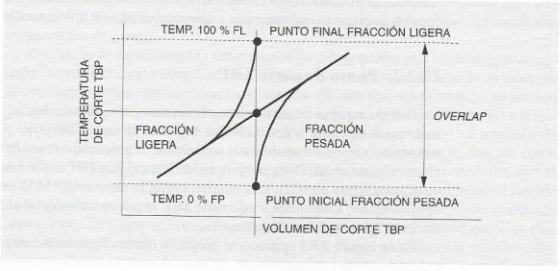


Figura 27.4

27.2.3. Separación

En una destilación binaria el grado de separación se define en términos de la pureza o de la recuperación de productos. Cuanto mayor es la separación mayor será la recuperación del componente ligero en el destilado y del componente pesado en fondo.

En las fracciones del petróleo es el grado de recuperación de componentes más volátiles en la fracción ligera y de los componentes más pesados en la fracción pesada, o lo que es igual, la pureza relativa de las fracciones. Se mide fundamentalmente por dos términos:

- Rango de la curva de destilación ASTM. Define la composición general de cada fracción.

- *Gap* o diferencia 5-95 ASTM. Define el grado de separación relativa entre dos fracciones consecutivas. Se calcula restando la temperatura correspondiente al 95 % de destilación ASTM de la fracción ligera *(FL)*, de la correspondiente al 5 % ASTM de la fracción pesada *(FP)*.

$$Gap\ (5-95) = T_{5\,FL} - T_{95\,FP}$$

Si existe buena separación la diferencia de temperatura será positiva. Si la diferencia es negativa se conoce como *overlap ASTM* y significa que existe una mala separación entre fracciones consecutivas.

Como es lógico, no se puede ajustar la separación para controlar ambos extremos de la curva ASTM de un producto, puesto que si entre dos fracciones consecutivas se controla el 5 % de la fracción pesada, no se puede controlar el 95 % de la ligera. Debido a ello se suele controlar habitualmente el 95 % ASTM de cada una de las fracciones.

La Figura 27.5 muestra dos juegos de curvas de destilación ASTM en las que se ven gráficamente los conceptos de *gap* y *overlap*.

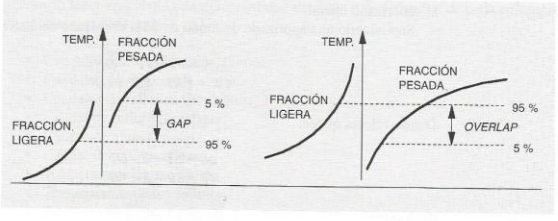


Figura 27.5

27.3. Zona de expansión o *flash*

Anteriormente se ha mencionado que la alimentación entra a la columna en la zona *flash*, donde se separa en dos fases, cayendo el líquido hacia el fondo y ascendiendo el gas o vapor hacia la parte superior de la columna donde se obtienen las diferentes extracciones de producto. Con objeto de aclarar conceptos se propone un ejemplo para realizar un balance de materia en esta zona de acuerdo a la Figura 27.6.

Sin tener en cuenta el vapor de *stripping* de fondo *(STF)*, para obtener una suma de extracciones *(SE)* de producto de 60 %, dado que la vaporización instantánea o *flash* efectúa un mal fraccionamiento, se estima una vaporización inicial *(VI)*, de 61 % y por tanto un crudo reducido inicial *(CRI)* de 39 %. Esta separación se mejora, por un lado, con el reflujo en la zona de expansión, conocido como *overflash (OF)*, que devuelve al crudo reducido *(CR)* las partes más pesadas, y por otra por el vapor

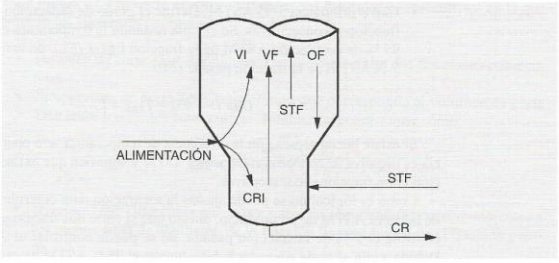


Figura 27.6

de *stripping* que vaporiza del fondo *(VF)* las partes más volátiles, ascendiendo junto al vaporizado inicial.

Suponiendo un vaporizado de fondo de 2 %, el balance de materia será:

$$\sum E = VI + VF - OF$$
$$CR = CRI - VF + OF$$

Dando valores queda:

$$60 = 61 + 2 - OF$$
$$40 = 39 - 2 + OF$$

de donde:

$$OF = 3\ \%.$$

El valor de *overflash* varía de unas columnas a otras, pero su valor suele estar comprendido entre 2 y 5 % del caudal de alimentación.

Existen columnas, como la que aparece en la Figura 27.7, con un medidor de caudal en esta zona para averiguar la cantidad de *overflash.* Dada la baja presión existente, la medida sólo puede realizarse correctamente si se encuentra situada en la impulsión de una bomba. En otras columnas no existe este medidor, por lo que hay que recurrir a procedimientos alternativos que indiquen la cantidad de reflujo interno con el fin de:

- Llevarlo al mínimo, con objeto de reducir el calentamiento en el horno y disminuir el consumo de combustible.
- Extraerlo de la columna como producto.
- Ayudar al fraccionamiento en la columna

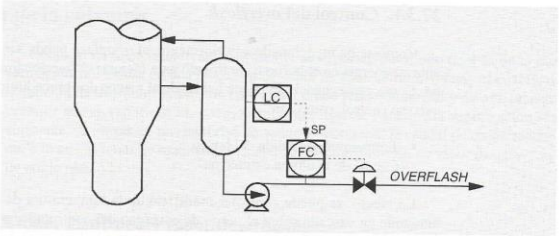


Figura 27.7

Un procedimiento alternativo para la medida del *overflash,* bastante complicado y no muy exacto, combina balances de materia y energía a lo largo de toda la columna, partiendo de la cabeza de la misma hasta la zona *flash.* Para realizar estos balances es necesario tener en cuenta una gran cantidad de datos que dependen de cada columna en concreto, por ejemplo:

- Caudales de todas las extracciones.
- Caudales de vapores de *stripping.*
- Caudales de reflujos circulantes.
- Caudal de reflujo de cabeza.
- Caudal de alimentación.
- Caudal de gas de cabeza.
- Temperaturas de extracción.
- Temperaturas de los reflujos.
- Presiones en cabeza y fondo.
- Densidades de todos los productos.
- Factores de caracterización de Watson de todos los productos.

Con estos datos y otros calculados a partir de ellos, se van obteniendo los balances en las distintas zonas de extracción hasta llegar a calcular el *overflash.* Debido a la gran cantidad de medidas captadas en línea, así como de los datos introducidos como constantes, tales como densidades o factores de Watson, no puede existir una precisión aceptable en el cálculo del *overflash* para utilizarla como elemento de control del mismo.

Otro procedimiento alternativo consiste en mantener controlada la diferencia de temperatura entre la zona *flash* y la última extracción. Cuando la diferencia de temperatura disminuye es indicio de que está disminuyendo el *overflash,* llegando a aproximarse ambas cuando este *overflash* es nulo. Por el contrario, si la diferencia de temperatura aumenta, es señal de que existe un *overflash* excesivo. Por lo general, la diferencia de temperatura suele ser de unos 2 ºC por cada plato existente en esa zona para mantener un reflujo interno adecuado.

27.3.1. Control del *overflash*

Como se ha mencionado anteriormente, el *overflash* puede ser minimizado para ahorrar energía en el horno o controlado para mejorar el fraccionamiento en la columna. Como consecuencia se puede hablar de al menos dos procedimientos para llevar a cabo su control, como son:

- Temperatura de salida del horno.
- Caudal de la última extracción.

En efecto, se puede controlar modificando la temperatura de salida del horno, actuando en cascada sobre el punto de consigna del controlador o controladores de temperatura de salida de los pasos, según muestra la Figura 27.8. Con este sistema disminuye el consumo de combustible.

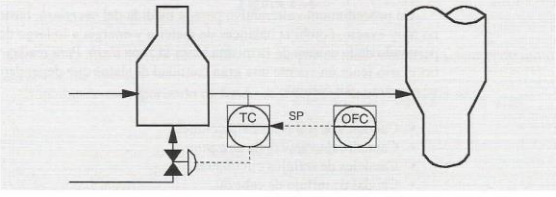


Figura 27.8

Con el segundo sistema, se puede mantener constante la temperatura de salida del horno. El controlador de *overflash* modifica el caudal de la última extracción, siempre que ésta no tenga que cumplir alguna especificación que obligue a controlar la misma. En la Figura 27.9 se ve el esquema de control de este sistema, según el cual la última extracción tiene por objeto eliminar ligeros del crudo reducido de fondo, destinándose a ser mezclada con otros productos más ligeros o como alimentación a alguna unidad de proceso de conversión.

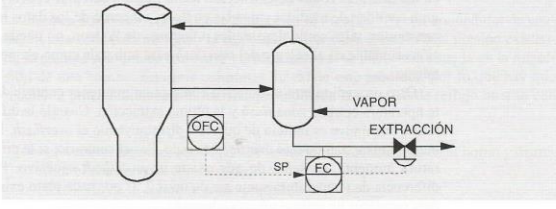


Figura 27.9

27.4. Fondo de la columna

Como se ha mencionado anteriormente, se vaporiza del fondo un 2 % de la alimentación valiéndose de una inyección de vapor de agua como *stripping*, el cual tiene la función de disminuir la presión parcial del crudo reducido inicial y de esta manera permitir que se vaporicen los componentes más ligeros. Para que la vaporización sea constante, se introduce una cantidad de vapor proporcional al caudal de crudo reducido, o lo que es igual, se mantiene constante la relación entre Kg de vapor de agua y m^3 de crudo reducido.

27.4.1. Control del vapor de *stripping*

En la Figura 27.10 se ve la aplicación de control que mantiene la relación de vapor de *stripping* en el fondo de la columna. Para evitar la oscilación en el caudal de **stripping** que se produce en caso de oscilar el de crudo reducido, se ha introducido una función de tiempo que actúa como filtro de primer orden (*lag*), para mantener más estable el caudal de vapor. La cantidad de vapor a inyectar en el fondo de la columna depende de la vaporización deseada, en la cual pueden influir factores económicos, como se describe en el apartado correspondiente a relaciones de vapor de *stripping* que se verá más adelante.

Hay que hacer constar que el crudo reducido puede tener como destino la alimentación en línea a otra unidad de proceso, tal como destilación a vacío, o un tanque de almacenamiento. En el primer caso se debe controlar el caudal para que tenga las menores oscilaciones posibles, mientras que si el destino es almacenamiento se puede permitir que oscile, puesto que no ocasiona ningún trastorno aguas abajo de la columna.

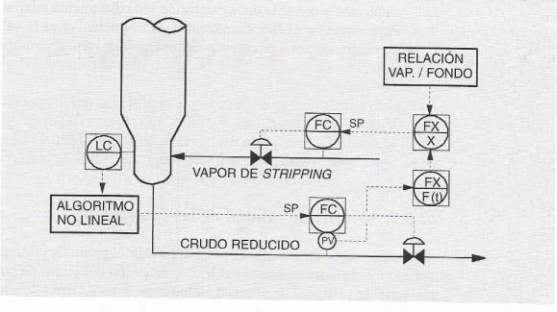


Figura 27.10

Si el crudo reducido alimenta a otra unidad de proceso, será necesario controlar su caudal para no perturbar a esa unidad. Para ello, según se puede ver en la Figura 27.10, el controlador de nivel que actúa en cascada sobre el crudo reducido, debe tener un algoritmo de control no lineal. De esta manera se mantendrá más estable el caudal de crudo, a costa de una variación aceptable en el nivel de fondo de la columna. Los tipos de control de nivel se describen en otro capítulo.

27.5. Extracciones laterales

Uno de los problemas más importantes que aparecen en el control de una columna atmosférica, es el acoplamiento o interacción entre las extracciones laterales. Al modificar el caudal de una extracción para mantener la calidad se desequilibra el balance de materia. Cuando no se utiliza control multivariable para mantener el balance de materia, una variación en el caudal de una extracción debe ser compensada con otra igual y de sentido contrario en otra extracción inferior. Por otra parte, ante un aumento o disminución de la alimentación a la columna, los caudales de cada extracción deben aumentar o disminuir la proporción correspondiente a cada uno de ellos, si se quiere mantener estable la operación de la columna.

Como se ha mencionado, las dos características fundamentales que definen la calidad de una fracción o corte, son el punto inicial y el punto final de ebullición, es decir *IBP* y *EP* respectivamente. Entre las operaciones fundamentales que describe Nelson para este tipo de columnas, están las siguientes:

- El *IBP* de una extracción lateral es siempre bajo y debe ser corregido con vapor de stripping.
- El *EP* de una extracción lateral se controla abriendo o cerrando su válvula de extracción.
- Para aumentar el *EP* sin alterar el *IBP*, se debe abrir la válvula de la propia extracción y cerrar la de la extracción inmediatamente inferior.
- Para aumentar el *IBP* sin alterar el *EP*, se debe cerrar la válvula de la propia extracción y abrir la correspondiente a la extracción inmediatamente superior.

Debido a la dificultad en obtener por análisis los puntos inicial y final de ebullición, se sustituye por los puntos 5 y 95 % ASTM, más fáciles de obtener por análisis. Como se dijo en la descripción del punto de corte, la temperatura TBP es aproximadamente igual al 95 % ASTM de la fracción ligera o al 5 % de la fracción pesada.

27.5.1. Medida de calidad de las extracciones

Cuando no existen analizadores, para medir el punto de corte de la extracción se utiliza cálculo inferencial, es decir, la predicción del punto de corte en función de una serie de variables de proceso simples, tales como caudales, temperaturas, presiones, etc. El cálculo inferencial del punto de corte se puede obtener de varias formas:

- Simplemente por cálculo estadístico utilizando las variables más representativas. No necesita ningún cálculo previo.
- Calcular la pendiente TBP entre los extremos de la columna y utilizar esta pendiente para obtener los puntos de corte de las extracciones.
- Balances de materia y energía considerando envolventes para cada extracción.

Con el *cálculo estadístico* se utilizan sistemas de regresión más o menos complicados para obtener la característica representativa de la calidad de la extracción.

Para *calcular la pendiente TBP* entre los extremos de la columna es necesario primero calcular los puntos de corte correspondientes a la nafta ligera *(NCP)*, y zona flash *(FCP)*, es decir, cabeza y fondo de la columna, los cuales se calculan por medio de balances para obtener las presiones parciales de acuerdo al método de Nelson. A continuación se realiza un balance de calor en la zona de rectificación para calcular el vaporizado en la zona *flash*, el cual dependerá del tipo y caudal de crudo *(FC)*, y representa el caudal volumétrico de las extracciones laterales *(FS)*. Una vez calculados estos dos puntos, se obtiene la pendiente TBP de acuerdo a la ecuación:

$$Pendiente = \frac{0{,}01 * (FCP - NCP) * FC}{FS}$$

A partir de la pendiente y del punto de corte de la nafta ligera se obtienen los correspondientes a las extracciones inferiores de la forma siguiente, la cual queda representada en la Figura 27.11:

Nafta Pesada $NPCP = NCP + Pendiente * Rendimiento\ Nafta\ Pesada$

Gas Oil Ligero $GOLCP = NPCP + Pendiente * Rendimiento\ Gas\ Oil\ Ligero$

Cada uno de estos puntos de corte TBP debe ser corregido en función de análisis periódicos, bien de laboratorio o de analizadores instalados en línea utilizando proce-

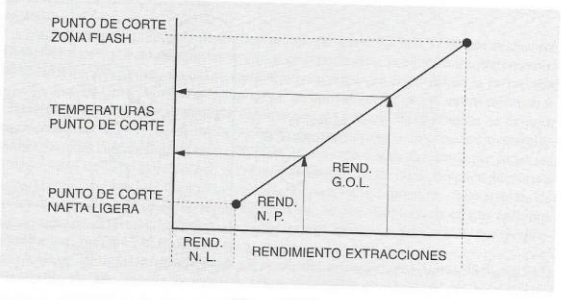


Figura 27.11

dimientos como el descrito en la columna de destilación binaria. Hay que tener en cuenta que, normalmente, los análisis de laboratorio están dados en valores ASTM, por lo que es necesario realizar la correspondiente transformación de curvas.

Con el sistema de *cálculo por medio de balances* se obtiene el punto de corte TBP o 95 % ASTM de la fracción, en función del 5 % ASTM de la fracción inmediatamente inferior, la cual correlaciona con la temperatura de burbuja de esta última extracción, o lo que es igual, al punto inicial sobre la curva EFV (*Equilibrium Flash Vaporization*) a la presión parcial correspondiente a dicha extracción. Por tanto el primer paso para obtener el punto inicial sobre la curva EFV, es calcular la presión parcial correspondiente a cada extracción. Con la presión parcial y temperatura de líquido de una extracción se obtiene el punto de equilibrio de esa extracción, el cual mediante una correlación empírica puede dar con mucha aproximación el 95 % ASTM de la extracción inmediatamente superior. El cálculo, igual que el anterior, debe ser corregido con análisis para eliminar las derivas o desviaciones que puedan producirse al utilizar un número tan elevado de variables en los cálculos.

Este método se puede mejorar si existen medidas de temperatura de vapor situadas 2 ó 3 platos por debajo de la extracción. En la práctica no suelen existir instaladas estas temperaturas por tratarse de columnas de destilación existentes cuando se desarrolla el sistema de control. Por otro lado no siempre se cumple que el medidor instalado en la zona vapor del plato mide con fiabilidad la temperatura de vapor durante todo el tiempo.

Para el cálculo de la presión parcial se utiliza el método de Nelson, según el cual, partiendo de la cabeza de la columna se van ejecutando balances de materia y energía con todas las variables que entran dentro de cada sección de la columna, es decir, de cada envolvente, según puede verse en la Figura 27.12. Las variables que intervienen son básicamente las mismas que se han detallado en el apartado correspondiente a la zona de expansión o *flash*.

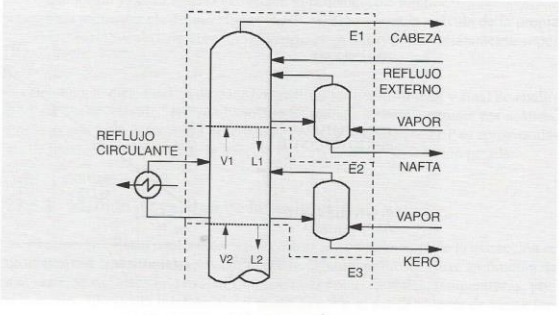


Figura 27.12

Con la presión parcial y temperatura se obtiene el punto inicial sobre la curva EFV y a partir de este el 95 % ASTM de la extracción inmediatamente superior. A esta correlación debe sumarse un término independiente o bías que tiene como función la de reajustar el resultado obtenido, en función de los análisis efectuados periódicamente.

27.5.2. Sistema de control de las extracciones

En la Figura 27.13 aparece la parte de control correspondiente a una extracción lateral, en la que se puede ver el adelanto de carga o *feedforward* de la alimentación y el sistema interactivo o desacoplo entre dos extracciones consecutivas.

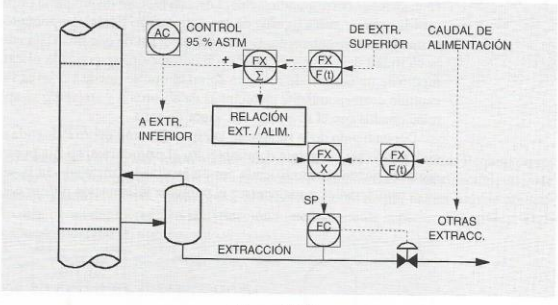


Figura 27.13

Con este sistema, el controlador del punto de corte 95 % ASTM que se ejecuta cada cierto periodo de tiempo entre uno y cinco minutos, producirá un incremento, bien positivo o negativo, el cual se suma a la relación entre el caudal de la extracción y el de alimentación. Al mismo tiempo, este incremento se lleva a la extracción inmediatamente inferior, compensándolo dinámicamente a través de la función de tiempo, para equilibrar el periodo de procesamiento de la columna y no producir desequilibrios. Por otro lado cualquier variación en la alimentación será absorbida por todas las extracciones en la proporción que corresponda a cada una de ellas, después de pasar a través de una función de tiempo independiente para cada extracción. Este sistema de control interactivo rechaza los acoplamientos que se pueden producir en una columna de destilación de crudo, manteniendo el balance de materia y actuando como *feedforward* ante cambios en el caudal de alimentación.

A veces, en la extracción de gas oil no se debe controlar el punto 95 % ASTM, sino otra característica de la especificación, como el punto de niebla (*Cloud Point*), punto de obstrucción de filtro frío (POFF), etc. El sistema de control no se modifica,

solo hay que sustituir el controlador del punto de corte por el correspondiente al analizador de la propiedad en particular. Normalmente no se debe poner este analizador en cascada sobre el punto de corte debido a que no existe ninguna correlación entre la temperatura de corte y, por ejemplo, la temperatura correspondiente al punto de niebla. Estas características dependen fundamentalmente del tipo de crudo que se está procesando, por lo que al cambiar de crudo se puede tener la misma temperatura de corte pero distinto punto de niebla, punto de obstrucción de filtro frío, etc.

27.6. Relaciones de vapor de *stripping*

Como se ha mencionado anteriormente, el punto inicial de ebullición de una extracción a la salida de la columna es bajo, por lo que hay que inyectar vapor de agua en el *stripper* correspondiente para de esta manera disminuir la presión parcial y separar los componentes ligeros de esa extracción. Estos componentes ligeros irán a la extracción inmediatamente superior. Con el fin de que no existan desequilibrios entre la cantidad de vapor y el caudal de extracción, se controla el caudal de vapor por medio de un control de relación como el que se puede ver en la Figura 27.14. En el capítulo correspondiente a columnas de absorción y *stripping* se aportan más detalles relacionados con el *stripping* con vapor de agua.

Dependiendo de la rigidez en la especificación del *IBP* de cada extracción, la relación puede ser constante o variable. En el primer caso se fija por el operador y en el segundo puede ser modificada por un analizador instalado en la salida del producto, cuya característica a analizar sea el punto de inflamación o *flash point.*

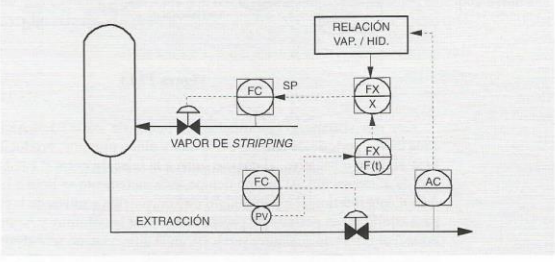


Figura 27.14

Cuando se fija una relación vapor hidrocarburo constante es necesario tener en cuenta una serie de circunstancias, tanto de proceso como económicas, dependiendo del destino de las corrientes de producto. Por ejemplo, en columnas donde dos extracciones consecutivas se mezclan para formular un solo producto no tiene mucho senti-

do inyectar vapor de *stripping* en la corriente más pesada, puesto que esta operación no va a modificar el punto inicial de la más ligera ni el punto final de la pesada que al final son los que interesan.

La Figura 27.15 muestra una curva típica de cantidad de vapor a inyectar por cada metro cúbico de producto en función del porcentaje de vaporizado que se quiere obtener de este producto.

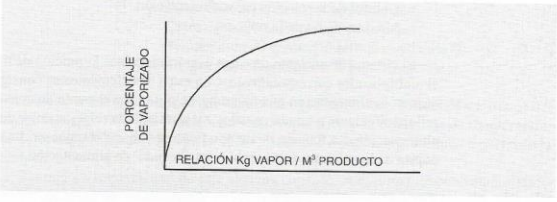


Figura 27.15

Como se puede ver, aumentando vapor aumenta la vaporización, llegando a un punto en el cual puede ocurrir que, como consecuencia de la vaporización, el coste debido a la inyección de vapor iguale al beneficio obtenido por el aumento de producto más ligero recuperado en la extracción inmediatamente superior. Este punto, lógicamente, no debe ser sobrepasado.

27.7. Reflujos circulantes intermedios

Los reflujos circulantes intermedios tienen dos funciones fundamentales, como son:

- Eliminación de calor.
- Mejorar el fraccionamiento modificando el tráfico líquido vapor.

En efecto, debido a la gran cantidad de energía que se mueve en estas columnas, si no se eliminara calor en la zona intermedia, sería necesario una gran cantidad de reflujo de cabeza y por lo tanto gran cantidad de condensación. El reflujo circulante se extrae de la columna, intercambiando calor con el crudo para retornar unos platos más arriba. Además de este intercambio, los reflujos circulantes suelen utilizarse para suministrar calor a algún reboiler de las columnas situadas aguas abajo de la columna atmosférica, como son la columna estabilizadora, columna splitter, etc.

A la hora de extraer calor debe tenerse en cuenta que cuanto más arriba de la columna se extraiga, mejor será la separación en los platos, al ser más alta la relación líquido/vapor a lo largo de la columna. Por otro lado puede ocurrir que el horno esté trabajando al límite, por lo cual es conveniente extraer el calor de la parte inferior de

la columna para precalentar el crudo con un mayor gradiente de temperatura. Debido a las dos circunstancias descritas anteriormente, será necesario analizar las características particulares de cada columna a la hora de maximizar la extracción de calor.

En la Figura 27.16 se ve el sistema de control correspondiente a un reflujo circulante. En él se pueden distinguir tres partes diferenciadas entre sí, como son:

- Adelanto de carga.
- Control de la relación calor/alimentación.
- Maximización de la relación.

El sistema de adelanto de carga está formado por la función de tiempo de retardo y el multiplicador correspondiente. Con estos dos elementos se consigue que, ante cambios en la alimentación a la columna, se posicione el punto de consigna del caudal de reflujo circulante a un nuevo valor, manteniendo la relación entre dicho caudal y el de alimentación. La función de tiempo tiene por objeto compensar dinámicamente la respuesta de la columna ante cambios en el caudal de alimentación.

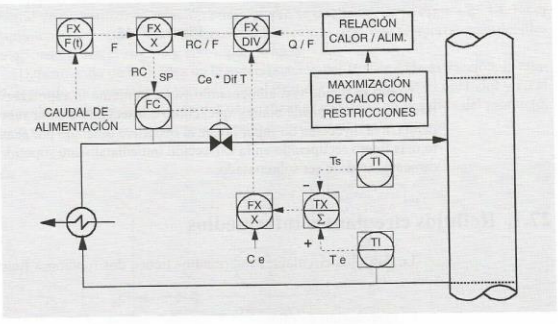


Figura 27.16

La segunda parte la compone el control de relación de calor con respecto a la alimentación. Como se sabe, la cantidad de calor extraído en un sistema de intercambio sin cambio de fase, se obtiene por la ecuación:

$$Q = RC * Ce * (Te - Ts)$$

Al estar trabajando con la relación Q/F, se puede decir que:

$$\frac{Q}{F} = \frac{RC * Ce * (Te - Ts)}{F}$$

De aquí se puede obtener:

$$\frac{RC}{F} = \frac{Q}{F * Ce * (Te - Ts)}$$

donde:
- RC = Caudal de reflujo circulante
- F = Caudal de alimentación
- Q = Calor eliminado en el reflujo circulante
- Ce = Calor específico del reflujo circulante
- Te = Temperatura de entrada al reflujo circulante
- Ts = Temperatura de salida del reflujo circulante

De esta manera se puede fijar la relación *Q/F* como una constante y a través del divisor obtener *RC/F* en función del calor específico y la diferencia de temperatura. El calor específico puede fijarse como constante o calcularse en línea a partir de la temperatura.

La mejora fundamental de este sistema consiste en eliminar un controlador intermedio de calor que lógicamente produce una oscilación propia del control. Con este sistema queda como único controlador el correspondiente al caudal del reflujo circulante.

Por último queda la maximización de la relación, o lo que es igual, del calor extraído. Para ello se dispone de un sistema que, ejecutado periódicamente, vaya dando incrementos a la relación hasta alcanzar alguna de las restricciones que hay que poner en cualquier sistema de maximización. Las principales restricciones a tener en cuenta son:

- Relación líquido/vapor en el plato de retorno.
- Posición de la válvula del reflujo de cabeza.
- Posición de la válvula del reflujo circulante.
- Caudal del reflujo circulante.

Hay que tener en cuenta además, que una vez alcanzada una restricción, debe invertirse el sentido de los incrementos para salir de ella, ya que de lo contrario, puede ocurrir que la relación quede en el último valor indefinidamente. Realmente suele existir una banda muerta o GAP dentro de la cual no se producen incrementos de ningún signo para estabilizar el proceso.

27.8. Reflujo interno en cabeza

En estado estacionario se puede considerar constante el tráfico de líquido que desciende hacia los platos inferiores de la columna y también el flujo de vapores que asciende hacia la zona superior. Realmente se puede decir que el líquido enfriado e introducido como reflujo externo en la cabeza de la columna, condensa parte de los vapores que suben hacia los platos superiores. La suma de vapor condensado y reflujo externo se conoce como «reflujo interno». En general se puede decir que el cálculo del reflujo interno, cuyo objetivo práctico es el reajuste del reflujo externo, tiene sen-

tido en aquellas columnas en las que se puede producir variación de temperatura en el reflujo como consecuencia de variaciones en la temperatura ambiente (paso del día a la noche y viceversa), sobre todo al utilizar aerorrefrigerantes como condensadores.

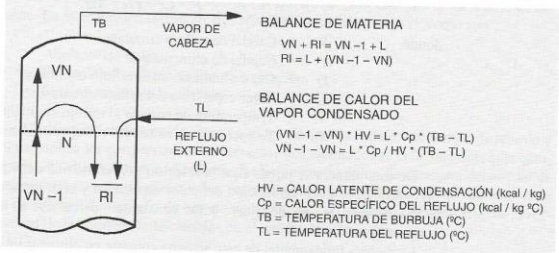


Figura 27.17

Partiendo de los balances de materia y energía que aparecen en la Figura 27.17 se llega a la siguiente fórmula, válida para configurar una aplicación de control cuyo primer esquema sería el que se muestra en la Figura 27.18 al nivel de bloques.

$$Ri = L * \left(1 + \frac{C_p}{H_V} * \Delta T\right)$$

Con el sistema de la Figura 27.18 se modifica el reflujo externo teniendo en cuenta las variaciones en la temperatura de retorno de este reflujo, evitando el subenfria-

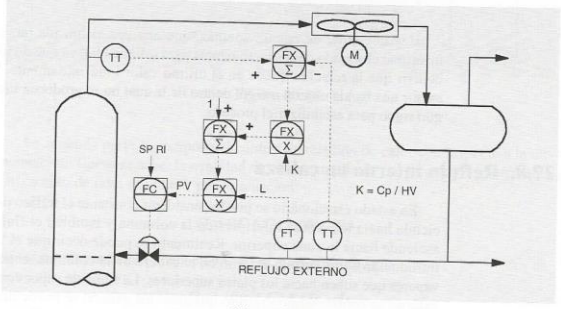


Figura 27.18

miento excesivo al controlar el reflujo interno. Esto va a solucionar parte del problema pero puede agravar los posibles errores derivados de cambios de composición en la cabeza de la columna. Es decir, se va a compensar el subenfriamiento, pero va a ser necesario introducir algún elemento que reajuste la calidad. Falta el *feedback*.

Al no existir reajuste de la temperatura de cabeza, este sistema de control tiene respuesta inversa cuando existen cambios en la composición de cabeza. Por ejemplo, el aumento de temperatura en cabeza por un cambio en la composición (producto más pesado), ocasionará que la diferencia de temperatura aumente y por tanto disminuya el caudal del reflujo externo para mantener constante el reflujo interno. Esto supondrá un aumento de temperatura de vapores, un nuevo aumento de la diferencia y una nueva disminución del reflujo. Todo lo anterior acabará por inestabilizar la columna a menos que se aplique un *feedback* negativo, ya sea de temperatura o de composición para estabilizar el sistema.

La Figura 27.19 plantea una variación sobre el esquema de la Figura 27.18, incluyendo además la parte *feedback*. Asumiendo que, a efectos de control, la salida del controlador de temperatura de cabeza es equivalente al reflujo interno, la ecuación anterior se convierte en otra de la forma siguiente, en la cual K está comprendida entre 0,004 y 0,009 $^{\circ}C^{-1}$ dependiendo del producto que se está obteniendo en cabeza de la columna.

$$L = \frac{Ri}{1 + K * \Delta T}$$

Por otro lado, para garantizar un control básico más robusto, el controlador de caudal debe tener como PV la medida de reflujo externo. De esta forma se puede desconectar el sistema de cálculo de reflujo interno y trabajar en condiciones de diseño.

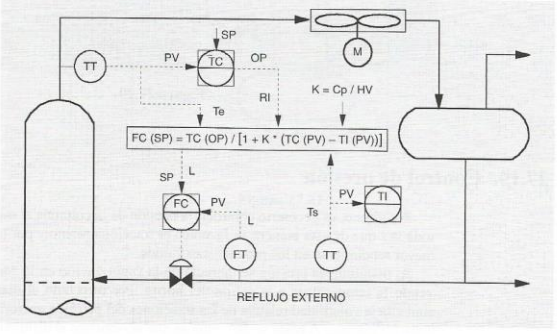


Figura 27.19

27.9. Temperatura de cabeza

El punto de consigna del controlador de temperatura se fija en función del cálculo efectuado para el punto de corte 95 % ASTM entre la primera extracción lateral y el producto de cabeza. Con el fin de mantener el balance de materia en la columna, es necesario efectuar un ajuste interactivo sobre el caudal de primera extracción lateral, de tal forma que un aumento en la temperatura se traduce en un aumento del caudal destilado de cabeza y por tanto debe ser compensado disminuyendo el caudal de primera extracción en la misma proporción.

El procedimiento es el mismo que el utilizado para el cálculo de las extracciones laterales, es decir, los balances de materia y energía correspondientes a la cabeza de la columna. En la Figura 27.20 se puede ver el sistema de control correspondiente a esta zona de la columna, en el que solo se ha incluido el control básico, es decir, el control en cascada entre temperatura de cabeza y caudal de reflujo.

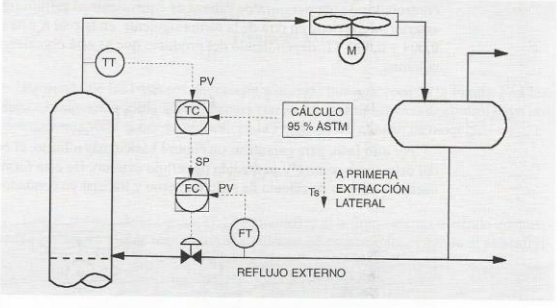


Figura 27.20

27.10. Control de presión

Por último, es necesario controlar la presión de la columna al menor valor posible, toda vez que de esta manera se favorece el fraccionamiento y por tanto se obtiene un mayor rendimiento en los productos extraídos.

Al disminuir la presión se incrementa la vaporización en la zona *flash*, disminuyendo la temperatura a la salida del horno. Por otro lado al disminuir la presión aumenta la volatilidad relativa de las fracciones del petróleo, mejorando la separación entre las mismas. A pesar de las ventajas que se obtienen al disminuir la presión, existen ciertas limitaciones, por lo que hay que introducir una serie de restricciones al sis-

tema de control de presión, entre las que se pueden citar como más importantes las siguientes:

- Mínima presión de aspiración del compresor.
- Inundación en los platos de la columna.
- Posición o apertura de la válvula de control.
- Venteo a la atmósfera.

Con estos condicionamientos, el sistema de control debe ir disminuyendo la presión lentamente hasta alcanzar alguna de las restricciones, en cuyo momento debe aumentar ligeramente la presión para salir de la restricción alcanzada.

La Figura 27.21 muestra un esquema típico de control de presión de este tipo de columnas, en el que existen dos válvulas operando en rango partido de forma que, al aumentar la presión abre la válvula *A* enviando el gas a la unidad de recuperación de gases donde existe un compresor para cambiar a fase líquida. Si la presión sigue aumentando abrirá totalmente la válvula *A* y después empezará a abrir la válvula ***B***, enviando el exceso de gas a la red de fuel-gas para ser utilizado fundamentalmente como combustible.

Cuando la presión disminuye cierra totalmente la válvula *B*. En cuanto a la válvula *A*, su apertura dependerá de la contrapresión existente en el sistema de la unidad de recuperación de gases de forma que si la presión disminuye en exceso tendrá que abrir para compensar la pérdida de carga, constituyendo una restricción activa del sistema de control.

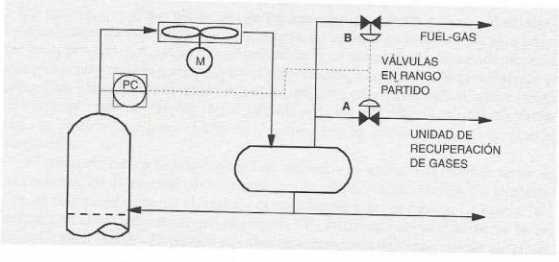


Figura 27.21

Bibliografía

Distillation control for productivity and energy conservation
F. G. Shinskey
McGraw Hill Book Co.

Petroleum refinery distillation
R. N. Watkins
Gulf Publishing Co.

El petróleo, refino y tratamiento químico
P. Wuithier
Ediciones Cepsa

Petroleum refinery engineering
W. L. Nelson
McGraw Hill Book Co.

Improve crude unit operation
C. J. Ryskamp, H. L. Wide y R. B. Britton
Hidrocarbon Processing, Mayo 1976

Heat recovery in hydrocarbon distillation
R. P. Bannon y S. Marple Jr.
Chemical Engineering Progress, Julio 1978

28

Control de columnas de absorción y *stripping*

28.1. Absorción

Absorción es el proceso de capturar ciertos componentes de una corriente de gas por medio de un absorbente líquido.

La transferencia de materia entre líquidos y gases depende de la presión de vapor de los componentes en función de la temperatura. La absorción es un proceso similar a la destilación, con la diferencia que si se utilizara el proceso de destilación convencional para separar ciertos productos, sería necesario trabajar a muy baja temperatura y alta presión, por lo que el circuito de refrigeración para llevar a cabo la condensación en cabeza sería muy costoso. Por esta razón se prefiere la absorción para separar estos productos. La selección correcta de la temperatura de operación permite que pueda realizarse la operación inversa (desorción o *stripping*). Muy a menudo el proceso de absorción se combina con el de *stripping* para formar un circuito cerrado en el que primero se absorbe el gas a eliminar de una corriente determinada y después se desorbe este gas del líquido absorbente, o lo que es igual, se regenera el absorbente.

El comportamiento de una columna de absorción es similar a la mitad superior de una columna de destilación convencional, por lo cual no existe reboiler. La alimentación en fase vapor entra por el fondo, y el gas efluente sale por cabeza. La Figura 28.1 muestra un absorbedor en el que se elimina SH_2 utilizando como absorbente Mono Etanol Amina (MEA). El líquido absorbente se comporta de forma similar al reflujo, sólo que en este caso la transferencia de masa se realiza en un solo sentido, del vapor al líquido. Este mismo proceso unitario se lleva a cabo en unidades donde se trata de recuperar productos de alto valor añadido, tales como LPG, Propileno, etc., en corrientes conteniendo gases ácidos, utilizando como absorbente corrientes de hidrocarburo líquido. Debido a las particularidades específicas de este tipo de recuperación, no se puede generalizar en cuanto se refiere a sistemas de control, por lo que no se va a tratar el mismo en este capítulo.

Como ya se ha mencionado, para favorecer la absorción la temperatura del absorbente debe mantenerse tan baja como sea posible. Por la misma razón la presión debe ser mantenida tan alta como sea posible.

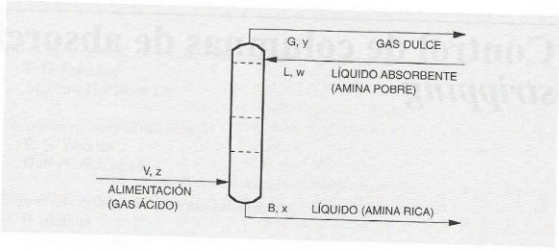


Figura 28.1

El control en lazo cerrado de la concentración en las corrientes de salida no es muy importante, siendo escasamente utilizados los analizadores en línea. Más importante es minimizar las pérdidas, tal como la concentración de y en G y los costes totales de operación, para lo cual es suficiente la utilización de algún sistema *feedforward*.

28.1.1. Balance de materia

En un absorbedor existen cuatro corrientes de las que deben controlarse dos *(L* y *B)*, para mantener el balance de materia. El caudal de alimentación contiene el gas a absorber. La única variable manipulada es el caudal de absorbente *(L)*. El caudal de fondo *(B)*, cierra el balance de materia del absorbedor, siendo, en masa:

$$V + L = G + B$$

y el balance sobre el componente a absorber:

$$V * z + L * w = G * y + B * x$$

donde w, x, y, z son las concentraciones del componente en cada una de las corrientes de entrada y salida. Si el resto de componentes en la fase vapor no son absorbidos, se puede escribir otra ecuación para cerrar el balance de materia.

$$G * (1 - y) = V * (1 - z)$$

La combinación de las tres ecuaciones anteriores permite obtener el valor de la variable manipulada L necesaria para controlar y o x, dependiendo del proceso en particular.

$$\frac{L}{V} = \frac{(z - y) * (1 - x)}{(x - w) * [1 - y]}$$

Sin intentar llegar a una definición rigurosa, es importante resaltar que la relación *L/V* es el principal término a manipular cuando se utiliza control *feedforward*, estando sujeta esta relación a reajustes debidos a las variaciones en composición de la alimentación.

28.1.2. Sistema de control básico

El sistema de control básico, para controlar el balance de materia en un absorbedor, es el que aparece en la Figura 28.2. Se trata de controlar la calidad del producto de cabeza manipulando el caudal de absorbente. El balance de materia se mantiene por medio del controlador de nivel de fondo del absorbedor. En los absorbedores no tiene demasiada importancia el control de calidad por medio de lazo cerrado, por lo que es muy raro encontrar analizadores en estos equipos.

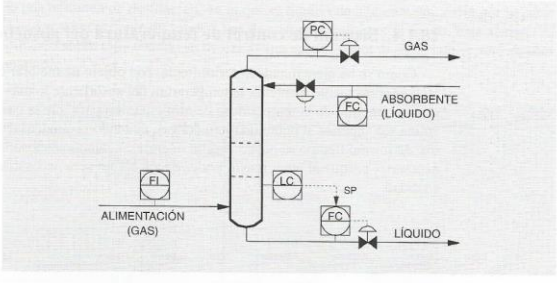


Figura 28.2

28.1.3. Sistema de control *feedforward*

Como se mencionó anteriormente, para mantener controlada la relación *L/V* es necesario utilizar un sistema de control *feedforward* como el que aparece en la Figura 28.3.

Por medio de este sistema de control se modifica el caudal de absorbente *(L)* en función del caudal de alimentación *(V)* para mantener constante la relación *L/V*. Siempre que la concentración en la alimentación no varíe, la relación *L/V* mantiene a su vez la concentración de la corriente de fondo o bien la de cabeza, dependiendo de la calidad del producto que se desea controlar.

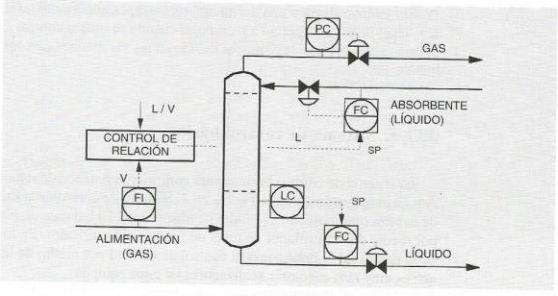


Figura 28.3

28.1.4. Sistema de control de temperatura del absorbente

Como se ha mencionado anteriormente, con objeto de mejorar el poder de absorción es conveniente mantener la temperatura del absorbente lo más baja posible, aunque por encima de la temperatura de alimentación para que la correspondiente a la amina sea superior al punto de rocío del gas, evitando la condensación de hidrocarburos. Al mismo tiempo se puede ahorrar energía calentando el absorbente solamente lo necesario, porque al tener mayor poder de absorción será necesario recircular menor cantidad.

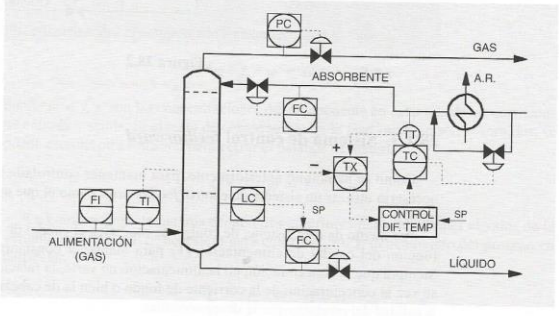


Figura 28.4

El sistema de control de la Figura 28.4 mantiene, en todo momento, una diferencia de temperatura constante entre ambas corrientes. Si disminuye la temperatura de alimentación disminuirá la del absorbente, manipulando el caudal que pasa por el refrigerante situado en la línea de entrada de absorbente.

28.2. Desorción

La desorción, también conocida como stripping, *es el proceso por el cual son eliminados, o recuperados, los componentes previamente absorbidos en una corriente de líquido, siendo por tanto el proceso inverso a la absorción. En una columna de desorción, todos los componentes condensables retornan con el reflujo y los no condensables son descargados a otro lugar del proceso.*

La configuración más simple se muestra en la Figura 28.5, siendo su función la de transferir componentes volátiles desde el líquido de alimentación al gas de salida. Así como el absorbedor se comporta como la mitad superior de una columna de destilación convencional, el comportamiento de un desorbedor es similar a la parte inferior de una columna de destilación, en la que el líquido de alimentación entra por la parte superior y la corriente de vapor o gas de *stripping* entra por el fondo. Este sistema es utilizado sobre todo cuando se realiza *stripping* con vapor de agua que se verá en otro apartado.

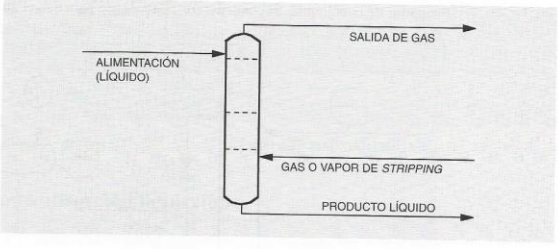


Figura 28.5

La Figura 28.6 muestra la configuración más compleja al disponer de reboiler y condensador. Esta configuración es típica de un proceso en circuito cerrado de *stripping* asociado con absorción, puesto que el condensador y reflujo minimizan las pérdidas de absorbente mientras que el reboiler suministra el calor necesario para eliminar los componentes volátiles al disminuir la presión parcial. El ciclo se cierra continuamente entre absorbedor y *stripper,* transportando producto desde uno hasta el otro. En este caso el absorbente debe resistir el ciclo térmico de calentamientos y enfriamientos sucesivos.

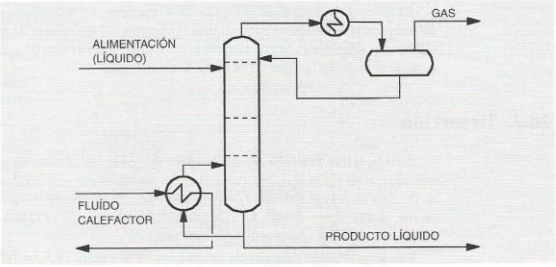


Figura 28.6

28.2.1. Sistema de control básico

Una columna desorbedora equipada con reboiler y condensador, a veces conocida como regeneradora, se asemeja a una columna de destilación. El reboiler eleva la presión de vapor de todos los componentes, ascendiendo los más volátiles hacia la parte superior de la columna. El condensador es necesario para que el absorbente vuelva a

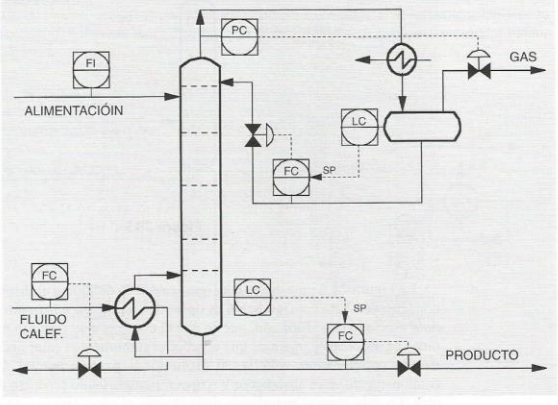


Figura 28.7

la columna como reflujo, puesto que de otra forma sería extraído junto con el gas y, como consecuencia, perdido. Este procedimiento maximiza la recuperación de absorbente. La Figura 28.7 muestra una columna de este tipo. Normalmente, la presión se controla con la corriente de gas de salida del acumulador. La temperatura debe ser tan baja como permita el refrigerante. Para controlar el balance de energía, la única variable a manipular es el calor aportado en fondo.

28.2.2. Sistema de control a presión flotante

Se puede aplicar control de presión flotante, haciendo que el punto de consigna de la presión siga a la temperatura de cabeza, tal como aparece en la Figura 28.8. Este procedimiento permite la recuperación constante de absorbente con un mínimo consumo de energía, porque la volatilidad relativa aumenta cuando disminuye la presión. El generador de función se obtiene por medio de una aproximación a la curva de presión de vapor para la composición deseada.

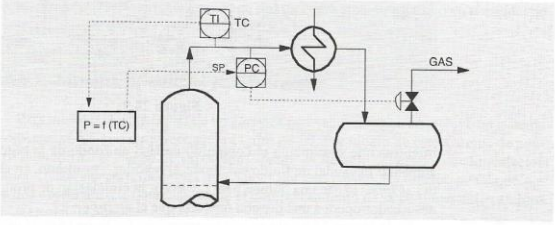


Figura 28.8

28.3. Conjunto absorción desorción

Cuando una columna stripper opera en conjunto con una absorbedora, el producto en forma de gas sale del acumulador de cabeza del *stripper,* mientras que la corriente de fondo se recircula al absorbedor. En la Figura 28.9 aparece una combinación típica absorbedor-*stripper* para la separación de H_2S. Como líquido de absorción se puede utilizar Mono Etanol Amina (MEA), DEA, etc.

Enfriando la MEA pobre que sale del fondo del *stripper* o columna regeneradora, se mejora la absorción. Como ya se ha mencionado, en este tipo de unidades no es crítico el control de calidad, por lo que es suficiente con realizar análisis periódicos del gas que abandona el absorbedor por cabeza para conocer el contenido de H_2S en ppm, y el contenido de H_2S que tiene la MEA pobre que sale por fondo de la regeneradora, y poder actuar sobre los lazos de control en función de esos contenidos. Si aumenta el contenido de H_2S en cabeza del absorbedor hay que aumentar el caudal de absorbente,

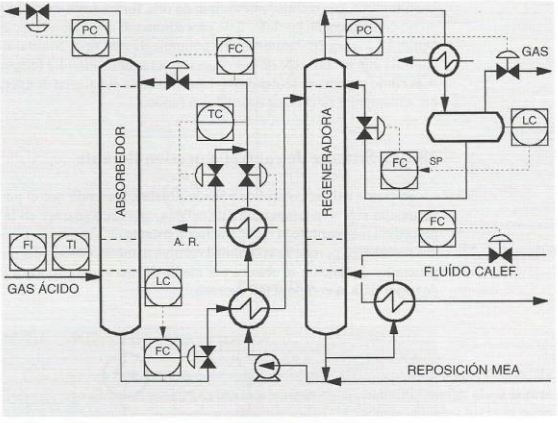


Figura 28.9

mientras que si aumenta el contenido de H_2S en fondo de la regeneradora hay que aumentar el caudal de fluido calefactor al reboiler. Por último, en el circuito de fondo del *stripper* existe una bomba para favorecer la circulación de producto, puesto que el absorbedor opera a una presión más alta que el *stripper*.

En la Figura 28.9 sólo se han representado los lazos básicos necesarios para realizar el control de este conjunto de dos columnas. Lógicamente se le pueden aplicar los sistemas *feedforward* y demás aplicaciones de control detalladas anteriormente.

28.4. *Stripping* con vapor de agua

El vapor de agua se utiliza directamente como medio de *stripping* fundamentalmente en dos situaciones, en las que se puede eliminar el reboiler:

- Cuando el producto de fondo es agua.
- Cuando los volátiles son inmiscibles con el agua .

En unidades de refinería no se suelen contemplar procesos cuyo producto de fondo es agua, como la separación etanol agua, por lo que no se va a tratar este punto. El *stripping con vapor de agua en líquidos no miscibles* en agua puede ser llevado a cabo con o sin fase líquida acuosa presente. Si no existe fase acuosa, el vapor de agua actúa justo igual que cualquier medio de *stripping* para reducir la presión parcial del resto

de componentes y promover su vaporización. En la siguiente condensación, el agua puede ser fácilmente decantada de la otra fase líquida. Esta es la razón por la cual se inyecta vapor de agua en el fondo de una columna atmosférica para destilación de crudo y en los *strippers* asociados a la columna. El crudo ha sido calentado a la temperatura más alta posible (aprox. 370 °C). Diluyendo los vapores de fondo con vapor de agua se ayuda la vaporización del producto. No puede existir fase acuosa puesto que la temperatura del crudo está muy por encima del punto de ebullición del agua. En efecto, el vapor de agua se introduce por debajo de la temperatura del crudo, produciendo enfriamiento. La vaporización adicional que se produce ocasiona una reducción en la temperatura, estando limitada por dos efectos:

- El enfriamiento producido por el vapor y la vaporización adicional reducen la temperatura del líquido.
- La pérdida de componentes volátiles del líquido disminuye su presión parcial en el vapor.

Como resultado, la cantidad de hidrocarburos adicionales vaporizados por kg de vapor disminuye severamente cuando se produce un aumento excesivo en el caudal de vapor.

28.4.1. Sistema de control *feedforward*

Para mejorar la estabilidad de un *stripper* con vapor de agua se incluye un sistema *feedforward,* tal como aparece en la Figura 28.10. Por medio de este sistema de control se modifica el caudal de vapor de *stripping* en función del caudal de alimentación para rechazar las perturbaciones producidas por este caudal. La función de tiempo tiene por objeto ajustar dinámicamente el comportamiento de la columna ante cambios en el caudal de alimentación.

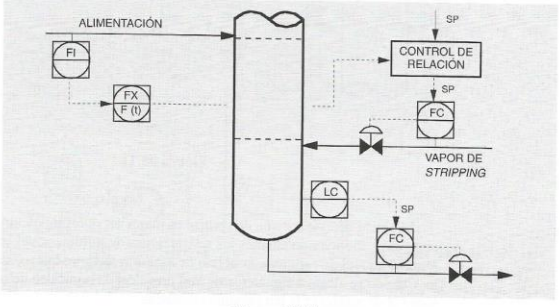


Figura 28.10

Este sistema de control es típico en unidades hidrodesulfuradoras de productos destilados medios, tales como gas-oil. En algunas columnas de este tipo, además de la correspondiente al vapor de agua condensado, suele existir una extracción líquida del acumulador formada por hidrocarburos ligeros procedentes de craqueo producido en la sección de reacción, conocida como nafta bruta o *wild nafta,* tal como representa la Figura 28.11.

28.4.2. Sistema de control de temperatura en cabeza

En este tipo de unidades no suele existir analizador de punto de inflamación, por lo que se recurre a controlar la temperatura de cabeza para mantener el punto de inflamación del producto de fondo. Para ello se puede realizar un control en cascada entre temperatura de cabeza y caudal de reflujo, o bien utilizar un sistema de control como el que aparece en la Figura 28.11.

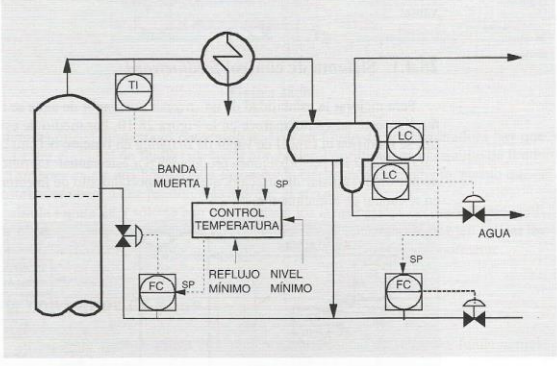


Figura 28.11

El objeto de este sistema de control es mantener el reflujo dentro de una banda de operación, incluyendo además las restricciones de mínimo nivel en el acumulador y mínimo caudal de reflujo, con objeto de asegurar siempre que existe suficiente reflujo. Cuando se alcanza alguna restricción prevalece la seguridad de mantener el reflujo sobre la de mantener la temperatura en cabeza.

28.5. *Stripping* con reboiler

Es muy difícil generalizar acerca de este tipo de proceso, puesto que existe gran cantidad de columnas con esta denominación y, básicamente, el mismo cometido. Por esta razón en este apartado se van a tratar dos tipos de columna, a modo de ejemplo, las cuales pueden ser denominadas como:

- Columnas de acabado de producto.
- *Stripper* en unidades hidrodesulfuradoras.

28.5.1. Columnas de acabado

Existen columnas de acabado en las cuales, la corriente gas de cabeza tiene muy poca repercusión en el balance de materia, por lo que siendo columnas de condensación parcial, a efectos de control se aproximan a columnas de condensación total. Prácticamente toda la alimentación abandona la columna por fondo, eliminando por cabeza una pequeña cantidad de productos volátiles incondensables, que impedirían cumplir la especificación del producto de fondo. En este caso el caudal de reflujo tiene poca importancia relativa, por lo que puede estar comprendido dentro de una banda de trabajo o GAP. Para que el reflujo se encuentre dentro de esta zona, el caudal de fluido calefactor debe tener un valor de equilibrio que mantenga el tráfico interno de la columna, o lo que es igual, se debe controlar el balance de energía manipulando el caudal de fluido calefactor.

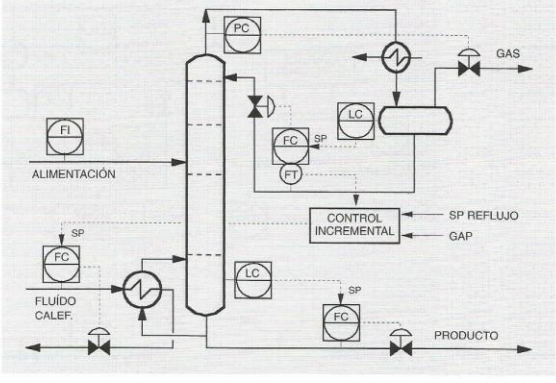


Figura 28.12

La Figura 28.12 muestra un sistema de control que cumple los requerimientos expuestos anteriormente. El punto de consigna de caudal del fluido calefactor se mueve como consecuencia de un control incremental que se ejecuta periódicamente. A este control se le fija un valor de referencia para el caudal de reflujo y una banda muerta o GAP, de forma que:

- Si el caudal de reflujo se encuentra dentro de la banda muerta, el punto de consigna del controlador de fluido calefactor permanece fijo.
- Si el caudal de reflujo sobrepasa el valor superior de la banda muerta, se producen incrementos negativos para disminuir el punto de consigna del controlador de fluido calefactor.
- Si el caudal de reflujo está por debajo del valor inferior de la banda muerta, se producen incrementos positivos para aumentar el punto de consigna del controlador de fluido calefactor.

28.5.2. *Stripper* en unidades HDS

El otro caso típico es el de las columnas *stripper* en unidades hidrodesulfuradoras. En este tipo de columnas se trata de eliminar el contenido en H_2S del producto de fondo, manteniendo al mismo tiempo su punto de inflamación. La cantidad de calor aportado en fondo es el grado de libertad del control de la columna.

La Figura 28.13 muestra un sistema de control que cumple los siguientes objetivos:

- Control del punto de inflamación.
- Control del balance de energía.

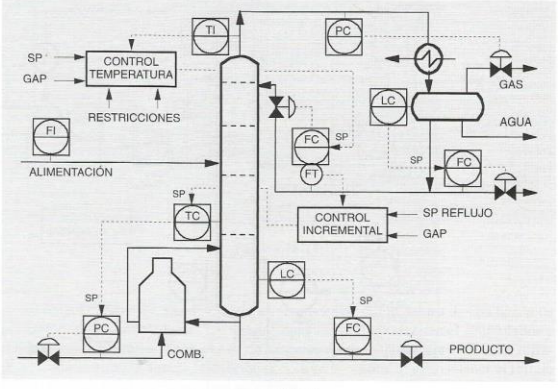


Figura 28.13

El control de temperatura de cabeza asegura el punto de inflamación. El comportamiento ya ha sido visto en el sistema de control de la Figura 28.11.

En cuanto al control del balance de energía, éste se realiza por medio de un sistema de control conceptualmente igual al descrito para la Figura 28.12. La diferencia está en que, en este caso, existe un horno reboiler cuya presión de combustible se manipula en función del controlador de temperatura situado en la zona inferior de la columna. A veces la temperatura de control se encuentra situada en la línea de salida del horno en lugar del interior de la columna, aunque conceptualmente el lugar adecuado es el que aparece en la Figura 28.13, es decir, el plato sensible de fondo.

Bibliografía

Distillation control for producticity and energy conservation
F. G. Shinskey
McGraw Hill Book Company

Process control systems. Application, design and tuning
F. G. Shinskey
McGraw Hill Book Company

29

Control de nivel

29.1. Conceptos generales

29.1.1. El control de nivel

La Figura 29.1 muestra el sistema típico de control de nivel en un acumulador de producto, en el que se manipula el caudal de salida (*Fs*), para controlar el nivel, teniendo como variable de perturbación la oscilación en el caudal de entrada (*Fe*), procedente de otro lugar del proceso.

Dependiendo del tipo de sintonía del controlador de nivel, las perturbaciones en el caudal de entrada se pueden propagar al caudal de salida directamente o bien quedar amortiguadas en el recipiente.

En función de dónde se quiera transmitir la variabilidad de la perturbación, y teniendo en cuenta que en todos los casos se efectúa un balance de materia entre los caudales de entrada y salida, existen dos aplicaciones básicas para llevar a cabo el control de nivel. La primera consiste en mantener la medida de nivel tan cerca como sea posible de su punto de consigna, como en un calderín para producción de vapor de agua. En este caso el balance de materia se lleva a cabo de forma prácticamente ins-

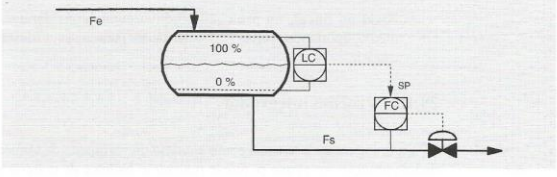


Figura 29.1

tantánea. La segunda se utiliza cuando lo importante es cerrar el balance de materia a medio o largo plazo, de tal forma que el estado estacionario se consiga al cabo de cierto tiempo, tal como ocurre en un depósito de alimentación a una unidad de proceso.

En el primer caso la variabilidad en la entrada se transmite íntegramente a la salida, por lo que el controlador debe tener acción integral para adaptarse a los cambios de carga y que no se produzca desviación permanente u *offset*, mientras que en el segundo caso la variabilidad queda parcialmente absorbida en el recipiente, por lo que la acción integral no es siempre necesaria.

Las aplicaciones que no requieren mantener la medida de nivel justo en el punto de consigna se caracterizan por la constante de tiempo necesaria para cerrar el balance de materia. Por ejemplo, un tanque de alimentación puede continuar alimentando a una unidad aunque se interrumpa su propio caudal de entrada. En este caso, la constante de tiempo que relaciona los caudales de entrada y salida debe sea tan grande como sea posible. En un proceso integrador como el nivel no existe constante de tiempo como tal, sino que esta se asocia al tiempo de residencia o *hold up*. Si un recipiente tiene una capacidad o volumen máximo V entre tomas de nivel, y la válvula deja pasar a plena apertura un caudal F, el tiempo de residencia teórico será V/F. El tiempo de residencia real dependerá del volumen comprendido entre la toma inferior del medidor de nivel y el punto donde se esté controlando el nivel, así como del caudal normal de operación.

Los dos conceptos mencionados se conocen habitualmente como control de nivel ajustado *(tight control)* y medio *(averaging control)* respectivamente.

En función del destino del caudal de salida de la Figura 29.1 se puede aplicar un tipo de nivel u otro de acuerdo al criterio siguiente mostrado como ejemplo:

- **Nivel Ajustado.** El caudal de salida se envía a un tanque de almacenamiento. En este caso no importa la posible oscilación en el caudal.
- **Nivel Medio.** El caudal de salida se utiliza como alimentación a otra unidad de proceso unitario, por ejemplo, un reactor, columna de destilación, etc. En este caso es conveniente que el caudal oscile lo menos posible, aprovechando el volumen disponible en el recipiente.

Estos dos tipos de control pueden considerarse de tipo «lineal», porque la salida del controlador depende de un algoritmo estándar, generalmente tipo PID. Además del algoritmo estándar existen otros que pueden definirse como «no lineales», cuya salida depende de otra serie de factores, como se verá más adelante.

- **Nivel no lineal.** Su principal objetivo puede considerarse igual al de nivel medio, aportando ciertas particularidades para conseguir estabilizar aun más el caudal.

29.1.2. Proceso integrador

En la Figura 29.2 se toma como ejemplo un recipiente de alimentación a una unidad de proceso, en el que se puede realizar el balance de materia entre el caudal de entrada Fe y el de alimentación a la unidad o caudal de salida Fs.

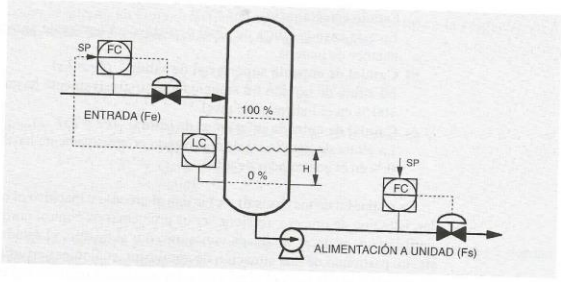


Figura 29.2

Al ser un sistema cerrado y presurizado, no se tiene en cuenta la influencia de la presión hidrostática ejercida por la altura de nivel *H*. Como consecuencia, en este recipiente vertical con diámetro uniforme, el volumen acumulado será:

$$V = \int (Fe - Fs)\, dt \;\Rightarrow\; S * H = \int (Fe - Fs)\, dt \;\Rightarrow\; H = f(\Delta F)$$

donde *S* es la superficie de líquido.

Con objeto de aclarar conceptos se supone que en el sistema de control de la Figura 29.2 se pasa el controlador de caudal de entrada a modo manual o automático. De esta forma se pueden manipular de forma independiente tanto este caudal como el de salida.

De acuerdo a la ecuación anterior se pueden presentar tres casos perfectamente diferenciados, cuyas respuestas aparecen en la Figura 29.3.

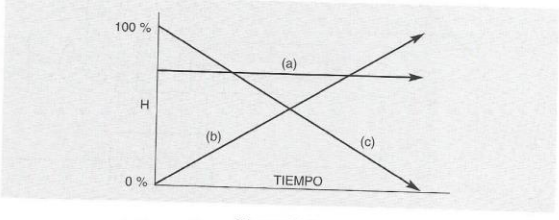


Figura 29.3

a) **Estado estacionario.** *(Fe = Fs)*
En este caso la altura de nivel permanecerá constante al estar equilibrado el balance de materia.

b) **Caudal de entrada superior al de salida.** *(Fe > Fs)*
La altura de líquido irá aumentando progresivamente hasta alcanzar el valor 100 % en el indicador de nivel.

c) **Caudal de entrada inferior al de salida.** *(Fe < Fs)*
La altura de líquido irá disminuyendo progresivamente hasta alcanzar el valor 0 % en el controlador de nivel.

La respuesta de los casos b) y c) le dan al proceso capacitivo el nombre de integrador. Este tipo de proceso ocasiona serios problemas de control porque no puede autoequilibrarse, es decir, no puede conseguir, por sí mismo, el estado estacionario. En efecto, partiendo de una situación de equilibrio, cualquier perturbación en el caudal de entrada o salida lleva el nivel a su valor máximo o mínimo, dependiendo del sentido de la perturbación. Esta característica hace que también se conozca como *proceso no autorregulado* y, como consecuencia, no pueda permanecer mucho tiempo sin prestarle atención.

Dicho de otra forma, el controlador de caudal de entrada debe permanecer en modo cascada con el controlador de nivel. En caso contrario habrá que vigilar permanentemente la altura de nivel y modificar el caudal de entrada para mantener el balance de materia.

29.1.3. Factor de amortiguamiento

La Figura 29.4 muestra el diagrama de bloques correspondiente al proceso de nivel de la Figura 29.2, en el que por tratarse de un proceso acumulador, el nivel es una variable de tipo integrador. Como se sabe, un controlador proporcional tiene comportamiento de primer orden al depender su salida de la ecuación de una recta, mientras que al incluir la acción integral se tienen dos integradores en el lazo de control, dando

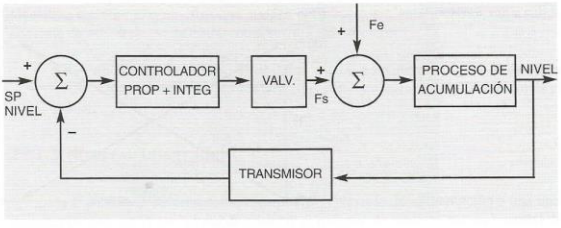


Figura 29.4

como resultado un comportamiento de segundo orden. Es típica la respuesta en S como salida de la ecuación diferencial de segundo orden:

$$\tau n^2 \frac{d^2 s}{dt^2} + 2\zeta \tau n \frac{ds}{dt} + s = K e(t)$$

donde:

τ n = Periodo natural de oscilación del sistema
ζ = Factor de amortiguamiento
K = Ganancia del sistema
s = Salida
e = Entrada

Dando valores a la entrada e se obtiene una familia de curvas, de las que 3 quedan representadas en la Figura 29.5.

$\zeta = 0$ **Sistema no amortiguado.** Se produce una respuesta sinusoidal con frecuencia de oscilación igual a la frecuencia natural del sistema.

$\zeta = 0{,}1$ **Sistema poco amortiguado**. Se produce sobrepasamiento (*overshoot*) del valor final correspondiente al estado estacionario.

$\zeta = 1$ **Sistema con factor de amortiguamiento crítico.** La respuesta de un sistema con *damping* crítico implica un acercamiento al valor final en estado estacionario en el menor tiempo posible sin que se produzca sobrepasamiento.

$\zeta = 3$ **Sistema muy amortiguado.** La respuesta de un sistema sobreamortiguado se parece a la de un sistema de primer orden con gran constante de tiempo.

Como se puede ver, el factor de amortiguamiento es una medida de la estabilidad relativa del lazo de control.

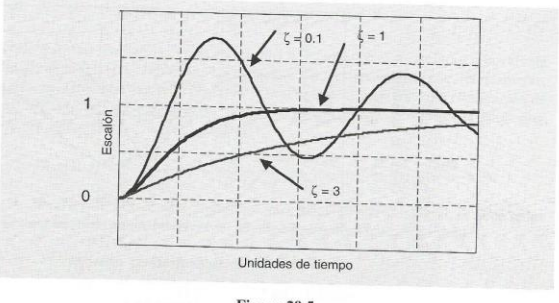


Figura 29.5

29.2. Control de nivel ajustado

Existen recipientes sobre los cuales es conveniente mantener el nivel muy próximo *(ajustado)* al punto de consigna. Entre ellos están:

- Recipientes con bajo tiempo de resistencia.
- Acumuladores con control de balance de materia.
- Calderines para producción de vapor.

Este es el tipo de control habitual, teniendo como principal característica la de mantener constante el nivel en el punto de consigna fijado modificando el caudal tanto como sea necesario. En otras palabras, la oscilación tiene mayor amplitud relativa en la medida de caudal que en la medida de nivel, al transmitir toda la variabilidad de la entrada a la salida.

La Figura 29.6 muestra dos curvas características de este tipo de control en las que el caudal está oscilando permanentemente para cumplir el objetivo de mantener constante el nivel en el recipiente próximo al 50 %. Se ha tomado como ejemplo el depósito de la Figura 29.2, el cual tiene un tiempo de residencia de 30 minutos y se ha utilizado un ajuste con ganancia = 1 y tiempo integral = 5 minutos, obtenida por medio de ajuste sistemático en este lazo de control. Estos valores suelen ser típicos en muchos lazos de control de nivel.

Con objeto de comprobar el comportamiento, tanto de este tipo de ajuste como del correspondiente a control de nivel medio y control no lineal de nivel, se han provocado perturbaciones realizando los cambios siguientes en el caudal de salida del depósito, partiendo de un caudal en estado estacionario de 10 m^3/h tanto de entrada como de salida.

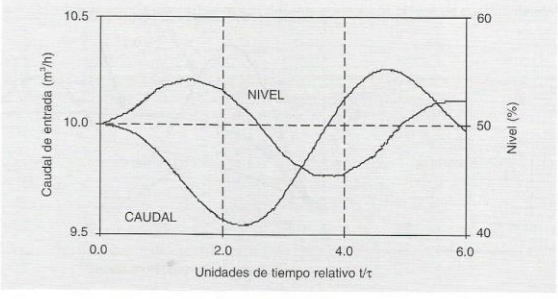


Figura 29.6

t / τ	m^3 / h	t / τ	m^3 / h	t / τ	m^3 / h
0,0	10,5	2,0	9,5	4,0	10,5
0,5	11,0	2,5	9,0	4,5	11,0
1,0	10,5	3,0	9,5	5,0	10,5
1,5	10,0	3,5	10,0	5,5	10,0

29.2.1. Cálculo de ganancia máxima y tiempo integral

Conociendo la geometría del recipiente existe un procedimiento teórico para determinar la máxima ganancia que se puede utilizar, siguiendo el criterio de eliminar todo el error en una ejecución de control Este procedimiento no es realizable en la práctica, aunque sirve de base para introducir alguna modificación y poder utilizarlo, como se verá más adelante.

En un controlador proporcional, suponiendo que se parte de una situación de equilibrio, el incremento en la salida será igual a:

$$\Delta Sal = K * Error$$

Suponiendo una perturbación f en el caudal (m^3/h), y un intervalo de tiempo entre ejecuciones de control de t segundos, el error porcentual en la medida de nivel será:

$$E(\%) = 100 * \frac{f * t}{H * A * 3600}$$

siendo H la altura entre tomas de nivel y A la superficie de líquido. Con objeto de simplificar se supone un recipiente vertical con área uniforme.

Si se quiere eliminar todo el error en una sola ejecución de control, el incremento porcentual en la salida del controlador será igual a:

$$\Delta Sal = 100 * f / F$$

donde F (m^3/h) representa el máximo caudal utilizable por el controlador o la válvula situada en la salida. Combinando las ecuaciones anteriores se tiene que, teóricamente, la ganancia máxima que se puede aplicar será la que corresponde a la eliminación de toda la perturbación en un ciclo de control. La ganancia es la derivada de la salida proporcional con respecto al error, por tanto:

$$K\,máx = \frac{\Delta Sal\,(\%)}{E\,(\%)} = \frac{100 * f * H * A * 3600}{F * f * t * 100} = \frac{H * A * 3600}{F * t}\ \%/\%$$

Cuando además de control proporcional se incluye control integral, se debe reducir la ganancia. Según la bibliografía deben utilizarse los siguientes valores:

$$K = 0{,}8 * K\,máx$$

$$TI = \frac{H * A}{F} * 60 \quad Minutos$$

Como se puede ver, el tiempo integral corresponde exactamente con el tiempo de residencia del producto en el recipiente.

Todo lo expuesto hasta aquí se puede realizar exclusivamente en simulación, donde las respuestas son instantáneas. En la práctica existen factores que hacen que las respuestas tengan retardos de diversos tipos, por ejemplo, la válvula automática junto con la señal que recibe del controlador tiene un retardo que se puede considerar de primer orden, la señal del sistema de medición tampoco es instantánea, etc. Como consecuencia hay que permitir un cierto error entre medida y punto de consigna para considerar un comportamiento real.

A continuación se plantea un ejemplo de control de nivel en el que, para llevar a cabo el cálculo de parámetros de sintonía, se va a considerar un recipiente con las siguientes características:

- Tipo: vertical.
- Radio: 2 metros.
- Distancia entre tomas de nivel: 0,8 metros.
- Caudal normal/máximo de trabajo: 10/20 m^3/h (los rangos de medida de caudal de entrada y salida del recipiente son iguales).
- Perturbación de caudal: 10 % de caudal máximo = 2 m^3/h.
- Punto de consigna del controlador: 50 % de nivel.

A partir de estos datos se pueden calcular los siguientes valores reales:

- Área o capacitancia: 12,57 m^2.
- Volumen en el rango de nivel: 10,06 m^3.
- Tiempo de residencia teórico: 30,2 minutos.

Ahora se supone que el algoritmo de control se ejecuta cada 5 segundos, por lo que aplicando la fórmula anterior para cálculo de ganancia máxima se tendrá:

$$K\,máx = \frac{0{,}8 * 12{,}57 * 3600}{20 * 5} = 362 \quad \%/\%$$

El error se ha producido durante una ejecución del algoritmo, es decir desde el tiempo cero hasta los 5 segundos, será:

$$E = \frac{100 * 2 * 5}{0{,}8 * 12{,}57 * 3600} = 0{,}028 \quad \%$$

Como se deduce fácilmente, este control de nivel no puede ser realizable. En la práctica es casi imposible no confundir el valor del error con el propio ruido de la medida.

Con objeto de obtener valores más reales, se debe incluir en la fórmula de cálculo anterior un número de ejecuciones de control para eliminar un error aceptable y definido previamente. Suponiendo que es permisible un error de 0,5 % en la medida de nivel, y sabiendo que el error que se produce entre ejecuciones de control es de 0,028 %, el número de ellas necesarias para eliminar 0,5 % será:

$$N = \frac{0,5}{0,028} = 18 \quad ejecuciones$$

Por tanto, el cálculo de la ganancia máxima puede quedar como:

$$K\,máx = \frac{0,8 * 12,57 * 3600}{20 * 5 * 18} = 20 \quad \%/\%$$

Este valor de ganancia está más próximo a la realidad que el teórico calculado anteriormente. A pesar de ello, al permitir un error de sólo 0,5 % sigue siendo un control de nivel «muy ajustado».

Aplicando además acción integral, el valor calculado para el tiempo integral será:

$$TI = \frac{60 * 0,8 * 12,57}{20} = 30,2 \quad Minutos$$

que como se ha mencionado anteriormente corresponde con el tiempo de residencia teórico del producto en el recipiente. De forma experimental, para conseguir aproximadamente el mismo comportamiento que cuando se utiliza sólo acción proporcional hay que reducir la ganancia a la mitad, quedando entonces que:

$$K\,máx = 20 * 0,5 = 10 \quad \%/\%$$
$$TI = 30,2 \quad Minutos$$

29.2.2. Cálculo de parámetros de sintonía para control de nivel ajustado

En primer lugar habría que definir lo que se considera nivel ajustado. Dicho de otra manera, qué cantidad de error se permite en la medida de nivel con respecto al punto de consigna para considerar que existe un buen control de nivel. Aunque este concepto es subjetivo, parece razonable que un valor de 5 % de error ante perturbaciones no debería considerarse como mal control.

A continuación, y siguiendo el mismo ejemplo anterior, el número de ejecuciones de control serían:

$$N = \frac{5}{0,028} = 178 \quad ejecuciones$$

Por tanto, el cálculo de la ganancia que se debe aplicar al controlador será:

$$K\,máx = \frac{0,8 * 12,57 * 3600}{20 * 5 * 178} = 2 \quad \%/\%$$

cuyo valor se puede considerar más normal que los calculados anteriormente.

Después de todos los cálculos efectuados se llega al mismo valor que si se hubiera utilizado el concepto básico de control proporcional, es decir

$$\Delta Sal = K * Error$$

Como se ha definido en el enunciado del ejemplo, los rangos de caudal de entrada y salida son iguales, luego se tiene que el incremento de entrada debe ser igual al incremento de salida correspondiente a la perturbación prevista, es decir 10 % del caudal máximo. Si por otro lado se está admitiendo un error de 5 % en la medida de nivel, se tiene que:

$$K = \frac{\Delta sal}{Error} = \frac{10}{5} = 2 \quad \%/\%$$

Esta misma aproximación se puede ver al calcular los parámetros de sintonía para control de nivel medio, aunque con otro tipo de desarrollo.

Partiendo de que el tiempo integral tiene el mismo valor que el tiempo de residencia, para conseguir aproximadamente el mismo comportamiento que cuando sólo se utiliza acción proporcional hay que reducir la ganancia a la mitad, tal como se ha mencionado anteriormente, quedando entonces que:

$$K\ máx = 2 * 0{,}5 = 1 \quad \%/\%$$
$$TI = 30{,}2 \quad Minutos$$

29.3. Control de nivel medio

Existen algunos recipientes cuya función es la de mantener almacenada una cantidad de producto para dar continuidad al proceso frente a cierto tipo de perturbaciones. Se pueden citar como más importantes:

- Fondos de columnas de destilación.
- Acumuladores de producto.
- Depósitos de alimentación.

A estos recipientes se puede aplicar *control de nivel medio,* cuyo objetivo consiste en estabilizar el caudal de salida (o entrada) de un recipiente permitiendo que el nivel oscile, dentro de ciertos límites, alrededor del punto de consigna. Con este sistema de control se absorben perturbaciones en la unidad de proceso, aguas abajo del equipo sobre el cual se efectúa el control de nivel, aprovechando el volumen disponible.

La Figura 29.7 muestra dos curvas características de este tipo de control donde se ve que las perturbaciones en el proceso quedan amortiguadas en el recipiente. En otras palabras, se consigue que el caudal sea más estable que el mostrado en la Figura 29.6. Los parámetros de sintonía utilizados aparecen en el apartado siguiente.

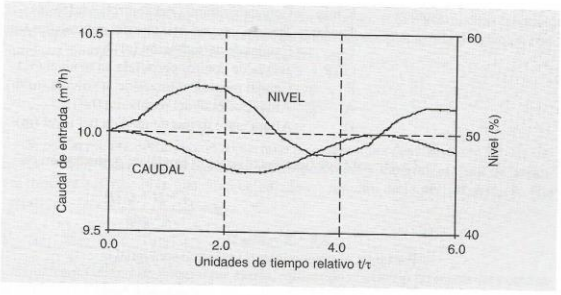


Figura 29.7

29.3.1. Cálculo de parámetros de sintonía para control de nivel medio

El procedimiento de ajuste de controladores que normalmente se ha utilizado para obtener control de nivel medio, ha sido precisamente «desajustar» los parámetros ganancia y tiempo integral haciéndolos menos agresivos. Este procedimiento tiene un buen comportamiento cuando la perturbación es pequeña, pero puede ocasionar algún trastorno si la perturbación llega a ser grande, puesto que el tiempo de respuesta del controlador será lento. La situación empeora si se producen varias perturbaciones seguidas sin haber dado tiempo a conseguir una situación de estabilidad. En general, este tipo de control de nivel es válido cuando el tiempo de residencia es muy alto, tanto como 30, 60 minutos o incluso más.

Cuando se conoce la geometría del recipiente y los valores de caudal, tanto de salida como de perturbación en la entrada, se utiliza el método de cálculo de ganancia mínima y tiempo integral máximo que pueden mantener el nivel dentro de un margen fijado alrededor del punto de consigna. Existen varios procedimientos para obtener los parámetros mencionados, algunos de los cuales se describen a continuación.

Uno de los procedimientos de cálculo está basado en el tiempo de residencia del caudal de perturbación dentro del recipiente, es decir *V/F*. Cuando se utilizan acciones proporcional + integral, la referencia de la firma Honeywell Profimatics utiliza las siguientes ecuaciones, en las que para simplificar el cálculo se supone un recipiente vertical:

$$K\,mín = \frac{100 * f}{GAP * F} * 0{,}8 \quad \%/\%$$

$$TI = \frac{A * H * GAP}{12{,}5 * f} \quad Minutos$$

donde:
- K mín = Ganancia mínima del controlador (%/%)
- T máx = Tiempo integral máximo del controlador (min)
- f = Caudal de perturbación (m^3/h)
- GAP = Banda de control permitida en el nivel (%)
- F = Caudal máximo a través de la válvula (m^3/h)
- A = Área seccional del recipiente (m^2)
- H = Altura entre tomas de medida del nivel (m)

La constante de tiempo (τd) para el caudal de perturbación es:

$$\tau d = \frac{A * H * GAP}{f * 100}$$

Por tanto, el tiempo integral máximo será igual a:

$$T\,máx = 8 * \tau d$$

Este mismo método lo desarrolla Y. Zak Friedman. La única diferencia existente es que para este autor:

$$T\,máx = 4 * \tau d$$

Otro procedimiento es el descrito por J. P. Shunta. Este autor mantiene que para un ajuste de control de nivel medio es preferible utilizar la menor ganancia posible, manteniendo el proceso críticamente amortiguado, es decir, con factor de amortiguamiento $\zeta = 1$. Por tanto, el tiempo integral es:

$$T\,máx = \frac{(2 * \zeta)^2 * \tau v}{K\,mín} = \frac{4 * \tau v}{K\,mín}$$

Por definición, la constante de tiempo del recipiente es:

$$\tau v = \frac{A * H}{F}$$

Aplicando el concepto de ganancia, tomando como salida τd y como entrada τv, al dividir la constante de tiempo entre la correspondiente a la perturbación se obtiene la ganancia mínima del controlador para este tipo de control de nivel. Esta ganancia corresponde exclusivamente a control proporcional.

$$K = \frac{\tau v}{\tau d} = \frac{A * H / F}{A * H * GAP / (f * 100)} = \frac{f * 100}{F * GAP}$$

Transformando los dos caudales a valores porcentuales se tiene $F = 100$, mientras que f = *% de perturbación esperada*. De esta forma se puede decir que la ganancia necesaria para cualquier controlador de nivel medio con acción proporcional, dependerá de la perturbación esperada y de la desviación permitida en el nivel, indepen-

dientemente de la geometría del recipiente. Por ejemplo, si la perturbación esperada tiene como valor máximo 20 % del caudal de salida del recipiente y la desviación permitida es también de 20 %, la ganancia necesaria será:

$$K = \frac{f}{GAP} = \frac{20}{20} = 1$$

Si con la misma perturbación se permite solamente una desviación de 5 % se tiene $K = 4$. Utilizando control con acciones proporcional + integral, el valor de ganancia mínima a partir de la ganancia calculada en función de la perturbación se fija como:

$$K\,mín = K * 0{,}8$$

En cuanto al tiempo integral necesario, utilizando el criterio de mantener constante el factor de amortiguamiento $\zeta = 1$ se tiene:

$$TI = \frac{4 * \tau v}{K\,mín}$$

Estos ajustes producen un comportamiento de nivel lineal con oscilación de la medida entre los límites prefijados siempre que la perturbación no sobrepase los valores estimados y que no se superpongan varias perturbaciones en el mismo sentido.

La Figura 29.7 corresponde al mismo depósito y controlador que en el caso de nivel ajustado, por lo que de acuerdo a los cálculos expuestos, asumiendo una perturbación de 10 / con una banda de control de 20 %, y manteniendo el tiempo de residencia como en el caso anterior en 30 minutos, se tiene:

$$K\,mín = \frac{0{,}8 * 10}{20} = 0{,}4 \quad \%/\%$$

$$TI = \frac{4 * \tau v}{K\,mín} = \frac{4 * 30}{0{,}4} = 300 \quad Minutos$$

Como puede verse no es difícil ajustar un controlador de nivel para rechazar perturbaciones conocidas, pero si se presentan varias perturbaciones encadenadas de tal forma que antes de absorber una de ellas aparezca otra, este tipo de ajuste no es capaz de controlar el nivel, por lo que es necesario recurrir a otro procedimiento como puede ser el denominado genéricamente control no lineal.

29.4. Control no lineal de nivel

Desde siempre el control de nivel ha sido un ejercicio para todo el personal que se dedica al control de procesos, de tal forma que existe gran cantidad de diseños encaminados a controlar el nivel de forma no lineal. Entre ellos se pueden encontrar los algoritmos estándar siguientes, dedicados fundamentalmente a este tipo de control en Sistemas de Control Distribuido:

- Controlador PID con ganancia función del error.
- Controlador PID con tiempo integral función del error.
- Controlador PID con banda muerta (GAP).

Además de los algoritmos antes descritos existe en el mercado una gran cantidad de *algoritmos especiales* diseñados por las diferentes compañías que se dedican a Control Avanzado de Procesos. La mayor parte de ellos están basados principalmente en los algoritmos anteriormente descritos, modificando su comportamiento por medio de programación de usuario desarrollada en los diferentes equipos que componen el sistema de control. Los controladores de nivel no lineal no siguen la ley de control de los algoritmos estándar PID.

Hay que hacer constar que este tipo de control de nivel debe utilizarse cuando el tiempo de residencia del producto sea suficientemente alto para permitir almacenar una cierta cantidad de producto que permita amortiguar la variabilidad que se produce en la entrada. En general se puede hablar de tiempos de residencia superiores a 10 minutos para que este tipo de control tenga un buen comportamiento. Por debajo de este tiempo se debe utilizar control de nivel ajustado.

29.4.1. Control de nivel con ganancia y tiempo integral variables

A continuación se describe un sistema de control de nivel que se basa en el desarrollado por J. P. Shunta. En este sistema, la ganancia del controlador y el tiempo integral varían continuamente de forma exponencial en función de la desviación en la medida de nivel. La relación entre ganancia y tiempo integral es tal que permanece constante el factor de amortiguamiento, debiéndose cumplir que:

$$\frac{T\,máx}{K\,máx} = \frac{T\,mín}{K\,mín} \Rightarrow \frac{T\,máx * K\,mín}{T\,mín * K\,máx} = 1$$

Como se sabe, en un controlador proporcional + integral convencional, la salida correspondiente a la acción proporcional se obtiene multiplicando la desviación o error E por la ganancia del controlador Kc. En el controlador propuesto por Shunta, la salida proporcional Sp se obtiene multiplicando la desviación por un factor empírico:

$$Sp = K\,mín * E * 25^{|E| * 0{,}02 * Fc}$$

donde: Fc = Factor de caracterización.
K mín = Ganancia necesaria para acercar la medida al punto de consigna. Se denomina mínima para diferenciarla de la correspondiente al control básico, denominada máxima (K máx).

De acuerdo a la definición de ganancia, la correspondiente a este controlador será la tangente de la curva representada en la Figura 29.8. Como se sabe, la ganancia Kc del controlador es la derivada de la salida correspondiente a la acción proporcional con respecto a la desviación o error:

$$Kc = (1 + |E| * 0{,}02 * Fc * Ln\,(25)) * K\,mín * 25^{|E| * 0{,}02 * Fc}$$

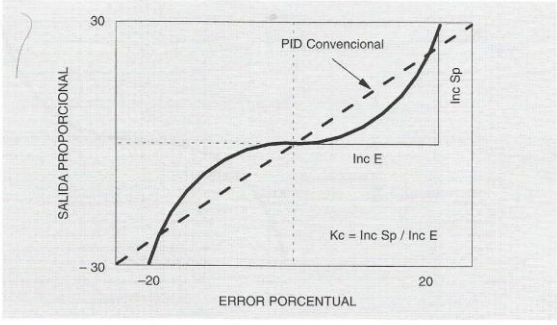


Figura 29.8

El tiempo integral del controlador se determina dinámicamente para mantener constante el producto de ganancia por tiempo integral del controlador *(Kc * Tc)*.

$$Tc = \frac{T\,máx * K\,mín}{Kc} = \frac{T\,máx}{(1 + /E/ * 0{,}02 * Fc * Ln\,(25)) * 25^{/E/ * 0{,}02 * Fc}}$$

donde: T máx = Tiempo integral que sea capaz de llevar la desviación a cero. Se denomina máximo para diferenciarlo del correspondiente al control básico, denominado mínimo (T mín).

La Figura 29.9 muestra un ejemplo de respuesta aplicando la ecuación de control antes mencionada, es decir:

$$Sp = K\,mín * E * 25^{/E/ * 0{,}02 * Fc}$$

en la que K mín = 0,2 y Fc = 1,75.

Como se puede apreciar, al sobrepasar el valor fijado como banda de control admisible (± 20 % de error), la salida aumenta de tal forma que puede llegar a tener respuesta asintótica, con el consiguiente *problema de estabilidad* que puede aparecer en el proceso.

29.4.2. Mejora del control con ganancia y tiempo integral variables

Con objeto de eliminar el problema descrito anteriormente, el cual queda representado en la Figura 29.9, se ha desarrollado una modificación al sistema anterior según la cual se tienen los siguientes comportamientos:

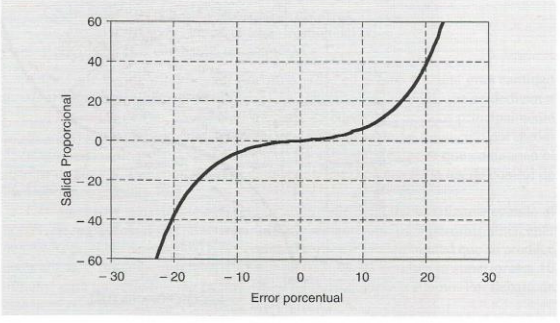


Figura 29.9

- Cuando la medida de nivel está situada entre los límites definidos por la banda de control utilizada para los cálculos, el controlador actúa con las acciones de control calculadas de acuerdo a la característica exponencial antes descrita.
- Cuando la medida de nivel está situada fuera de la banda de los límites definidos, el controlador actúa con ganancia máxima y tiempo integral mínimo, es decir, los parámetros correspondientes al controlador básico.

Este procedimiento asegura que ante perturbaciones de nivel pequeñas, el movimiento de caudal sea pequeño o incluso nulo, mientras que ante perturbaciones grandes el movimiento de caudal aumente para que la medida de nivel permanezca entre los límites prefijados.

La ecuación de control proporcional estándar utilizada por los sistemas de control tiene como salida proporcional:

$$Sp = Kc * Error$$

Por tanto, al utilizar la ganancia calculada con el procedimiento descrito anteriormente y limitarla como máximo al valor que tiene el controlador básico, la respuesta que se obtiene como salida proporcional es la que aparece en la Figura 29.10.

Cuando el cambio de carga es pequeño el error también es pequeño, comportándose con característica exponencial. Si debido a un cambio de carga importante, la desviación entre medida y punto de consigna de nivel es superior a la banda de control fijada en los cálculos, el comportamiento del controlador es exactamente igual a un controlador de nivel ajustado *(tight control)*.

La ventaja de este controlador es que la ganancia y tiempo integral se modifican sólo cuando el nivel se encuentra dentro de los límites establecidos. Por otro

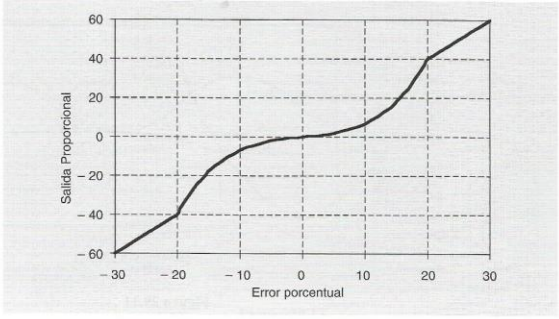


Figura 29.10

lado, los cambios en el caudal se hacen siempre de forma continua, nunca bruscamente. Observando la Figura 29.10 se ve que existen tres zonas diferenciadas entre sí:

- Error próximo a cero: Comportamiento suave.
- Error próximo al límite: Comportamiento agresivo.
- Error fuera de límite: Comportamiento lineal.

La Figura 29.11 muestra la respuesta de un sistema de control de nivel aplicando el algoritmo con ganancia y tiempo integral variables dentro de la banda de control con las mismas perturbaciones que en los casos anteriores. Fuera de esta banda de control se aplican ganancia máxima y tiempo integral mínimo. Como se puede apreciar, el caudal de entrada tiene muy poca variación para mantener el nivel dentro de un margen aceptable. Los parámetros de sintonía en este caso son K mín = 0,1, TI máx = 50 min y factor de caracterización Fc = 1,1022. Partiendo de la situación en que el controlador básico tiene K máx = 1 y T min = 5 min, al fijar K mín = 0,1 se obtiene un T máx = 50 min para mantener el factor de amortiguamiento $\zeta = 1$. La ganancia y tiempo integral que aplica el controlador son calculados en cada ejecución del algoritmo en función del error.

Un detalle adicional a este tipo de control es que cuando, como en este ejemplo, la perturbación oscila en valores positivos y negativos alrededor del estado estacionario, el caudal tiene muy poco movimiento, puesto que si el error entre medida y punto de consigna de nivel es pequeño, la ganancia calculada por el controlador es muy pequeña y el tiempo integral muy grande. Esto repercute a su vez en el nivel, de forma que la menor oscilación en el caudal ayuda a que también oscile menos el nivel.

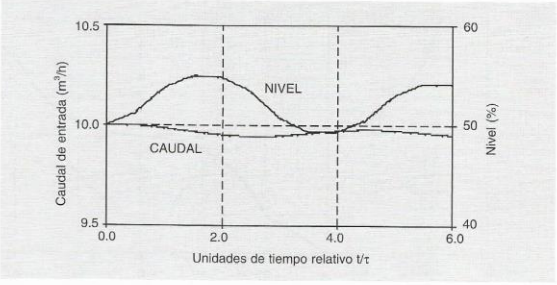


Figura 29.11

29.4.2.1. Cálculo del factor de caracterización

El valor del factor de caracterización *Fc* se calcula para que, justo en el límite de la banda de control elegida *(GAP)*, la ganancia sea tal que a partir de ese punto el controlador tenga comportamiento de nivel ajustado. Esta es la ganancia máxima. Este cálculo sólo es necesario realizarlo si se ha modificado alguno de los parámetros que intervienen en el mismo, es decir *K máx, K mín* o *Gap*. Para calcular el factor de caracterización se puede utilizar cualquier método de cálculo numérico. Por ejemplo, el método de tanteo de Newton se desarrolla de la forma siguiente:

Datos: K máx, K mín = Ganancias máxima y mínima.
Gap = Desviación admitida en el nivel.

Método de cálculo:

```
b = Gap * 0,02                ' Variables intermedias
a = b * Ln (25)
In = 1 ; Cv = 1               ' Inicializaciones de Fc y Convergencia
WHILE (ABS (Cv) > 0,0001)
DER = K mín * 25 ^ (b * In) * (a + b * Ln (25) * (1 + a * In))
Cv = (1 + a * In) * K mín * 25 ^ (b * In) – K máx
In = In – Cv / DER
WEND
Fc = In                       ' Factor de caracterización calculado
```

29.4.2.2. Cálculo de la ganancia y tiempo integral variables

En el programa de aplicación de usuario del algoritmo de control se deben calcular en cada ejecución los parámetros variables que utiliza el controlador, es decir *Kc* y *Tc* según el procedimiento siguiente:

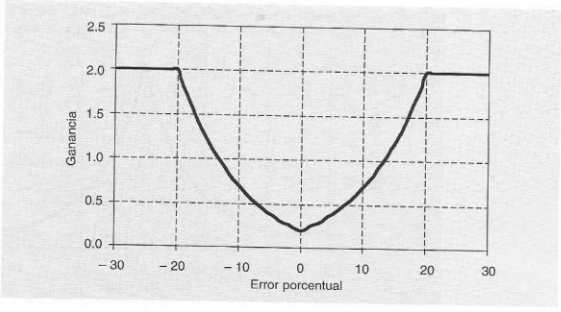


Figura 29.12

$$Kc = (1 + ABS\ (PV - SP) * 0{,}02 * Fc * Ln\ (25)) * K\ mín * 25^{ABS\ (PV - SP) * 0{,}02 * Fc}$$

$$IF\ \ Kc > K\ máx\ \ THEN\ \ SET\ \ Kc = K\ máx$$

Como se puede ver, si la ganancia variable calculada es superior a la ganancia máxima, prevalece la ganancia máxima. Este hecho ocurre cuando la desviación supera el límite permitido en el cálculo. En la Figura 29.12 aparece una curva de respuesta típica de la ganancia calculada por el controlador en función del error aplicando los datos del ejemplo que se muestra más adelante.

El Tiempo Integral variable se calcula de la forma siguiente:

$$Tc = \frac{T\ máx * K\ mín}{Kc}$$

Al utilizar el valor de ganancia *Kc* calculado anteriormente, el tiempo integral *Tc* nunca será menor que *Tmin*. La Figura 29.13 muestra una curva de respuesta típica del tiempo integral calculado por el controlador, utilizando también los datos del ejemplo que se muestra más adelante.

El procedimiento de cálculo de estas variables asegura siempre el factor de amortiguamiento igual a la unidad. Por último, utilizando valores reales se tiene el siguiente ejemplo:

Datos:

K máx = 2,0 %/%
K mín = 0,2 %/%
T mín = 5 Minutos
Gap = 20 %

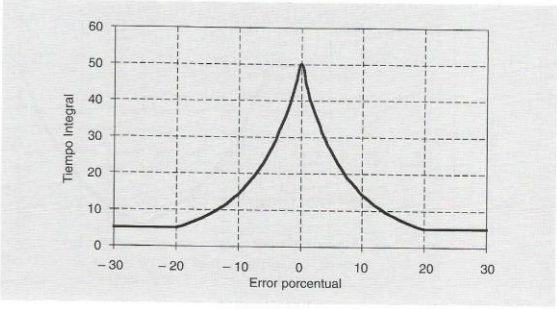


Figura 29.13

Cálculos: El Tiempo Integral máximo calculado es:

$$T\,máx = \frac{K\,máx * T\,mín}{K\,mín} = \frac{2 * 5}{0{,}2} = 50\ minutos$$

El factor de caracterización calculado es: $Fc = 1{,}1022$

Aplicando los cálculos expuestos anteriormente, el controlador obtiene:

Error (%)	Kc (%/%)	Tc (min)
0	0,200	50,0
1	0,230	43,5
5	0,386	25,9
15	1,197	8,4
20	2,000	5,0
25	2,000	5,0

Bibliografía

Chemical process control. An introduction to theory and practice
George Stephanopoulos
Prentice Hall International

Process control systems. Application, design and tuning
F. G. Shinskey
McGraw-Hill, Inc

Tuning level controllers for fast, stable process variable control
Honeywell Profimatics
The Journal, Abril 1995

Advanced level control: explained and analyzed
W. J. Korchinski
Hydrocarbon Processing, Junio 1995

Tuning averaging level controllers
Y. Zak Friedman
Hydrocarbon Processing, Diciembre 1994

Nonlinear control of liquid level
Joseph P. Shunta & Willi Fehervari
Instrumentation Technology, Enero 1976

Glosario de términos

En el capítulo correspondiente a válvulas automáticas aparece un pequeño glosario de términos relacionados con las mismas, algunos de los cuales no se repiten aquí.

Acción derivativa. Acción de control en la cual la velocidad de cambio del error determina la velocidad con que se aplica la acción correctiva. Anticipa el efecto de la acción proporcional para estabilizar más rápidamente la variable controlada después de cualquier variación de carga.

Acción directa. La salida del controlador (variable manipulada) aumenta cuando se produce un incremento en la entrada (variable controlada).

Acción integral. Acción por la cual la señal de salida del controlador es proporcional a la integral de la señal de error en la entrada a lo largo del tiempo.

Acción inversa. La salida del controlador (variable manipulada) disminuye cuando se produce un incremento en la entrada (variable controlada).

Acción proporcional. Acción de control en la cual existe una ganancia constante o relación lineal entre las señales de entrada y salida del controlador. La salida hacia la variable manipulada es proporcional a la señal de error.

Acoplamiento. Interacción que se produce entre los distintos lazos de control de un proceso unitario con objetivos que entran en competencia.

Actuador. Elemento del lazo de control que traduce la señal recibida del controlador en la acción del dispositivo de control final sobre el proceso.

Alcance (*span*). Diferencia algebraica entre los valores de calibración superior e inferior del campo de medida de un instrumento. Por ejemplo, en un rango de 50 a 150 °C el *span* tiene un valor de 100 °C.

Amortiguamiento (relación de). Relación entre los dos primeros picos consecutivos que sobrepasan el valor de referencia de una variable. Ocasiona la eliminación progresiva de la amplitud de oscilación de un sistema.

Amortiguamiento crítico. Amortiguamiento que es capaz de alcanzar el último valor de una variable de la forma más rápida sin ocasionar sobrepasamiento.

Amplificación. Relación adimensional entre las señales de salida y entrada en un dispositivo diseñado para aumentar la salida. El dispositivo se conoce como amplificador.

Atenuación. Disminución en la señal de salida con respecto a la de entrada. Efecto inverso al de ganancia del sistema.

Automatización. Acción por la cual se ejecuta un proceso de producción sin la intervención del operador de forma permanente.

Autorregulación. Aptitud de un proceso para, en circuito abierto, alcanzar fácilmente un nuevo estado de equilibrio después de cualquier cambio de carga.
Banda proporcional. Cambio porcentual requerido en la entrada de un controlador proporcional para que se produzca un cambio de 100 % en la salida. Dicho de otra forma, es el porcentaje del rango de medida de un controlador en el cual se lleva a cabo el recorrido total del elemento final de control. Es el valor inverso a la ganancia proporcional.
Bías. Es el desplazamiento de una medida con respecto al valor verdadero. En un sistema de control es un valor constante a sumar algebraicamente a una variable de entrada o de salida.
Capacidad. Medida de la aptitud para almacenar un volumen de líquido, masa, carga eléctrica, calor o cualquier forma de energía o materia. Se mide en unidades de cantidad.
Capacitancia. Variación de la capacidad contenida por unidad de variación de una variable de referencia. Por ejemplo, en un recipiente es el volumen por unidad de altura.
Carga (cambio de). Cambio en la demanda de materia, fuerza, energía u otra variable en un proceso o sistema. Un cambio en el caudal de alimentación (*FEED*) a un proceso unitario es un cambio de carga.
Carga del proceso (*load*). Es la cantidad total de materia y energía necesarios para lograr un estado de equilibrio manteniendo la variable controlada en el valor deseado.
Cero (calibración). Límite inferior de escala de un instrumento. El cero de la escala y el cero de medición no necesariamente han de coincidir. Véase alcance.
Cero (desplazamiento de). Error de lectura en el cero de la escala de medición que se mantiene constante a lo largo de toda la escala.
Compresibilidad. Grado de disminución de volumen al aumentar la presión.
Conductividad. Valor inverso a la resistividad.
Constante de tiempo. Tiempo requerido por un sistema de primer orden para alcanzar el 63,2% del valor de cambio cuando éste se produce en escalón.
Control digital directo (ddc). Sistema de control que establece directamente la señal que se envía al elemento final de control.
Control en cascada. Sistema de control en el que la salida de un controlador (primario) constituye el punto de consigna de otro controlador (secundario).
Control en adelanto (*feedforward*). Sistema de control en el que, midiendo una o varias variables de entrada que pueden perturbar a la variable controlada, se toma una acción de corrección en la variable manipulada. Compensa el efecto de las perturbaciones sobre la variable manipulada, antes que tengan efecto sobre la variable controlada.
Control en lazo cerrado (*feedback*). La variable controlada se mide constantemente y se compara con el valor de referencia. Si se produce desviación entre ambos valores se aplica una acción correctora al elemento final de control para retornar la variable controlada al valor deseado. Equivale a mantener el controlador en modo automático.
Control manual. El operador mantiene la variable controlada en su valor de referencia modificando directamente el valor de la variable manipulada

Control on-off. La salida del controlador se conmuta de abierta a cerrada cuando la señal de error pasa por cero. Es la forma más simple de control, donde el elemento final de control sólo puede ocupar una de las dos posiciones posibles.
Control óptimo. El mejor control que se puede obtener, en el que la oferta iguala constantemente a la demanda y la desviación se mantiene al mínimo valor (idealmente será cero).
Control *override*. Se presenta en procesos donde varios controladores actúan sobre la misma variable manipulada. El sistema debe seleccionar la señal más alta (o más baja) entre las diferentes salidas de los controladores y enviarla a la variable manipulada.
Control predictivo. Estrategia de control que utiliza un modelo explícito del proceso para predecir el valor de las variables controladas a lo largo de un horizonte temporal especificado.
Control de relación (*ratio*). Es un tipo de control *feedforward* en el que se mantiene una relación entre dos variables manipulando habitualmente una de ellas mientras la otra se comporta como variable de perturbación. Se utiliza en procesos donde es necesario mezclar dos o más corrientes de forma continua para obtener una composición final de la mezcla.
Control por restricciones. Técnica de control que tiene en cuenta restricciones operativas del proceso para optimizarlo, o de los equipos de planta para protegerlos.
Control selectivo. Se presenta en procesos donde un controlador puede tener diferentes variables de proceso. El sistema debe seleccionar la entrada más alta (o más baja), y utilizarla como medida del controlador.
Control supervisorio (spc). Sistema de control que actúa sobre los puntos de consigna de controladores conectados directamente al proceso.
Controlador automático. Elemento del lazo de control que evalúa el error entre medida y punto de consigna e inicia la acción correctiva sobre el elemento final de control.
Convertidor. Instrumento que recibe una señal estándar y la envía modificada en forma de otro tipo de señal estándar. Por ejemplo, convertidor de 4 a 20 mA a 3 a 15 PSI.
Dalton (ley de). La presión de una mezcla ideal de gases es la suma de las presiones parciales de cada uno de los componentes cuando individualmente ocupan cada uno de ellos el mismo volumen.
Deriva. Desviación permanente de una señal que se produce de forma muy lenta a lo largo de un cierto periodo de tiempo.
Desviación (error). Diferencia algebraica entre el valor medido de una variable controlada y su punto de referencia o *set point*. A veces se expresa como valor porcentual respecto al rango de medida.
Desviación permanente. Es la desviación que existe cuando cesa un fenómeno transitorio o cambio de carga en un lazo de control. Se conoce como *Off Set*.
Elemento final de control. Elemento del sistema de control que regula directamente el flujo de materia o energía del proceso. Normalmente lo constituye una válvula automática.
Equilibrio. Situación del proceso en el que la cantidad total de materia y energía aportada es igual a la cantidad total de materia y energía demandada. De forma sencilla, cuando la entrada es igual a la salida.

Estabilidad. Se dice que un proceso es estable cuando, para toda entrada acotada, produce una salida acotada entre unos límites superior e inferior.
Estacionario. Estado de una variable cuando los cambios experimentados durante un cierto periodo de tiempo están comprendidos dentro de unos límites muy pequeños.
Exactitud. Conformidad o acercamiento de un valor medido al valor verdadero. Define los límites de error cuando el instrumento se utiliza en condiciones normales de operación.
Factor de recuperación. Relación entre caudal de producto destilado en una columna de destilación (o producto de fondo), con respecto a la cantidad de ese producto contenido en la alimentación a la columna.
Factor de separación. Es la volatilidad relativa calculada a partir de las fracciones molares de los productos en los extremos de una columna de destilación. Se obtiene a partir de la medida de pureza de los productos en los extremos.

$$S = \frac{y\,(1-x)}{x\,(1-y)}$$

donde «x» es la fracción del componente ligero en el fondo, e «y» es la fracción del componente pesado en cabeza.
Función de transferencia. Expresión matemática de la relación dinámica existente entre las señales de entrada y salida de un sistema.
Galvanómetro. Instrumento que mide una pequeña corriente eléctrica y la convierte en el movimiento mecánico de una aguja sobre la escala de medida.
Ganancia estática. Relación entre amplitudes de entrada y salida en un sistema cuando la frecuencia se acerca a cero. En otras palabras, es la relación entre el cambio en la variable controlada con respecto al cambio en la variable manipulada cuando se llega al estado estacionario.
Grados de libertad. Es el número de variables que pueden ser manipuladas en un proceso unitario.
Histéresis. Diferencia entre las lecturas hechas cuando, para la misma variable de entrada, se realizan en dirección ascendente o descendente a lo largo de la escala de medida.
Interacción. Véase acoplamiento.
Lazo abierto (control en). Control que se lleva a cabo sin realimentación del proceso. Ver control manual.
Lazo cerrado (control en). Ver control *Feedback*
Límite. Barrera impuesta a los valores superior o inferior de una variable.
Linealidad. Aproximación a la línea recta de la curva de calibración de una medida o variable determinada.
Linealización. Es un proceso por el cual se aproxima un sistema no lineal a otro lineal. Se utiliza en el estudio de dinámica de procesos y diseño de sistemas de control.
Matriz dinámica. Representa las relaciones e interacciones entre las variables manipuladas (independientes) y las variables controladas (dependientes).
Medición (elemento de). Elemento que convierte el valor de la variable de proceso a una forma o lenguaje comprensible por el indicador o controlador.

Modelo. Es la descripción matemática de un fenómeno (físico, químico, etc.), que sucede en la realidad.

Multiplexión. Selección en secuencia automática de una señal entre un grupo de señales. La señal seleccionada se transmite a través de un canal único para todas ellas.

Oscilación. Cambio periódico en la variable controlada en forma senoidal, con iguales excursiones arriba y abajo del punto de control.

Precisión. Es el grado de repetición de valores obtenidos al medir la misma cantidad. No significa necesariamente que las medidas realizadas sean exactas.

Presión de vapor. Es la presión a la que pueden coexistir juntos líquido y vapor a una temperatura determinada.

Proceso. Desde el punto de vista de operación es un lugar donde materia, y muy a menudo energía, son tratados para dar como resultado un producto deseado o establecido. Desde el punto de vista de control es un bloque con una o varias variables de salida que han de ser controladas actuando sobre las variables de entrada (manipuladas).

Proceso autorregulado. Es aquel en el que, partiendo del estado estacionario, se consigue un nuevo estacionario cuando se produce una perturbación. Típico del proceso de intercambio de calor. Véase autorregulación.

Proceso no autorregulado. Es aquel en el que, partiendo del estado estacionario, cuando se produce una perturbación no llega a estabilizarse en un nuevo valor. Típico del proceso de nivel en un recipiente.

Punto de burbuja de un líquido. Temperatura a la que un líquido comienza a hervir a una presión determinada. En un proceso de destilación aparece la primera gota de destilado.

Punto de consigna. En un lazo de control, es el valor deseado, o de referencia, de la variable controlada.

Punto de control. Valor en el que se estabiliza el proceso o sistema. Puede coincidir o no con el punto de consigna.

Punto de rocío de un vapor. Temperatura a la que un vapor comienza a condensar a una presión determinada. En un proceso de destilación aparece la primera gota de condensado.

Rango de medida. Conjunto de valores de la variable medida comprendidos dentro de los límites superior e inferior del campo de medición de un instrumento.

Rango en oposición. La salida de un controlador actúa sobre dos elementos finales de control con acciones opuestas, de forma que uno de ellos va abriendo al mismo tiempo que otra va cerrando en la misma proporción.

Rango partido. La salida de un controlador debe actuar en secuencia sobre dos o más actuadores, de forma que hasta que no abre (o cierra) uno de ellos no empieza a actuar el siguiente.

Raoult (ley de). En una solución ideal, y a una cierta temperatura, la presión de vapor es igual a la suma de las presiones de vapor de los compuestos puros por sus concentraciones molares en la mezcla.

Reacción (curva de). Respuesta de un proceso cuando se realiza un cambio en escalón en la carga o en el punto de consigna. En ordenadas se representa la respuesta de la variable controlada respecto al tiempo representado en abscisas.

Reajuste (acción de). Acción de control que tiende a eliminar la desviación permanente. Se conoce habitualmente como acción integral.

Reajuste (tiempo de). Tiempo que transcurre hasta que el controlador, en circuito abierto, repite la acción correctiva de la acción proporcional. También se conoce como tiempo integral.

Reajuste manual. Valor constante o bías que se suma a la acción proporcional. Cuando el error es cero, la salida de un controlador toma el valor del reajuste manual.

Realimentación. Información sobre el estado de la variable controlada que puede compararse con el valor de referencia para llevar a cabo la acción correctiva en lazo cerrado.

Repetibilidad. Capacidad de reproducir los valores medidos repetidamente sobre una variable en las mismas condiciones de servicio.

Resistencia. Oposición al flujo de materia o energía. Se mide en unidades de cambio de potencial necesarios para producir el cambio en una unidad de flujo. Ocasiona una disipación de energía o una pérdida de carga.

Resistividad. Resistencia específica de un material expresada en ohmios por unidad de longitud y sección.

Respuesta. Reacción que se obtiene en la variable controlada cuando se aplica a la entrada una señal de perturbación.

Respuesta inversa. La respuesta inicial de la variable controlada, al provocar un cambio en la variable manipulada, tiene la dirección opuesta a la que corresponde al llegar al estado estacionario.

Ruido. Componentes indeseables de la señal que oscurecen la información que se busca.

Salto en escalón. Cambio instantáneo de un valor a otro de una variable de proceso.

Seguridad intrínseca. Sistema de seguridad para atmósferas peligrosas que limita la capacidad de un circuito eléctrico para generar chispas con suficiente energía para provocar la ignición en una atmósfera explosiva.

Sensibilidad. Mínimo cambio en la señal de entrada que es capaz de detectar el sistema de medición o control.

Sensor. Convierte una variable física (presión, temperatura, caudal, etc), en otra señal compatible con el sistema de medida o control.

Sistema. Se refiere a todos los componentes que intervienen en el control, como son proceso, medición, controlador y válvula automática.

Sobreoscilación. Es el valor máximo de una señal de salida dividido entre el valor final de esa señal, expresado en tanto por ciento. También se conoce como sobrepasamiento.

Termistor. Resistencia cuyo valor se modifica con la temperatura de acuerdo a una característica determinada.

Termopar. Dispositivo compuesto por dos metales diferentes que genera una diferencia de potencial en función de la diferencia de temperatura existente entre la unión que lleva a cabo la medición y la unión que se utiliza como referencia.

Termorresistencia. Hilo, generalmente arrollado en hélice, de un material cuya resistencia varía con la temperatura.

Tiempo de asentamiento. Tiempo que transcurre desde que se produce una perturbación hasta que la salida permanece dentro de una banda de ±5% alrededor de su valor final. En otras palabras, es el tiempo que transcurre desde que se produce una perturbación hasta que se obtiene un nuevo estado estacionario.
Tiempo derivativo. Tiempo requerido (minutos) con que la acción derivativa se adelanta al efecto de la acción proporcional. Dicho de otra forma, es el tiempo requerido para que la acción proporcional contribuya a la salida del controlador con una cantidad igual a la que produce el adelanto debido a la acción derivativa.
Tiempo integral. Tiempo requerido (minutos) para que la acción integral contribuya a la salida del controlador con una cantidad igual a la que suministra la acción proporcional.
Tiempo muerto (retardo). Intervalo de tiempo transcurrido entre un cambio en alguna variable de entrada al proceso y su percepción por el dispositivo de medición.
Transitorio. Conducta de una variable durante la transición entre dos estados estacionarios.
Transmisor. Dispositivo que convierte la señal del sensor (milivoltios, presión diferencial, etc) en una señal estándar de control, por ejemplo, 4 a 20 miliamperios.
Transporte (retardo). Tiempo que materia o energía tardan en recorrer una distancia determinada.
Valor medio (*average*). Media aritmética de una serie de medidas realizadas sobre la misma o diferentes variables.
Variable controlada. La variable regulada por el lazo de control de proceso que se desea mantener en un valor de referencia o punto de consigna.
Variable manipulada. Señal generada por el controlador para mantener la variable controlada en su punto de consigna.
Variable de perturbación. Variable que no puede ser manipulada pero afecta al comportamiento de la variable controlada.
Volatilidad relativa. Es la relación entre las concentraciones relativas de vapor y líquido de un componente con respecto a las correspondientes a otro tomado como referencia.

$$\alpha = \frac{y_i/x_i}{y_r/x_r} = \frac{K_i}{K_r}$$

donde y = Fracción molar en el vapor
x = Fracción molar en el líquido

Indica la facilidad de separar componentes por destilación. Con $\alpha = 1$ no se puede separar componentes por destilación.
Zona muerta. Rango de valores de una señal de entrada dentro del cual permanece inalterada la salida. A veces se conoce como banda muerta (*dead band*).

Índice temático

Absorbente, 274, 560, 562
Absorción, 274, 559, 565
Acción
  de control
    (Selección de la), 205
    directa, 206
    inversa, 207
  derivativa (Comportamiento), 192
  integral (Comportamiento), 188
Accionamiento de compresores, 437
Acciones de control (Dinámica de las), 198
Acoplamiento cabeza fondo, 492
Actuador de válvula, 91
Aditividad, 298
Aislamiento
  galvánico, 128
  óptico, 129
Álabes
  del estátor, 441, 480
  del rotor, 440
Alarma *antichoke*, 482
Algoritmo
  DMC, 324
  IDCOM, 323
  PID ideal, 175
  RMPCT, 325
Altura
  debida a la presión estática, 339, 340
  debida a la velocidad, 339, 340
  potencial, 340
Amortiguamiento crítico, 308, 577
Anti Reset Windup (Ver antisaturación)
Antibombeo, 461, 480
Antisaturación, 280
Antisurge (Ver antibombeo)
Antoine (Ecuación de), 501
Aparato simple (Seguridad intrínseca), 131
Área(s)
  variable (Ver rotámetro)
  peligrosas, 121
  peligrosas (Clasificación), 122
Arquímedes, 45
Asiento de válvula, 90
Aspiración (Válvula de), 447, 448
Atemperador, 400
Auto-regulación, 44, 576
Averaging Control (Ver nivel medio)

Back up, 141, 143
Balance
  de energía en fondo columna, 519, 520
  de energía en hornos, 414
  de pasos, 405, 409
Banda
  muerta, 92, 97, 298, 553, 586
  proporcional, 47, 182
  proporcional última, 217
Barrera Zener, 121, 124, 125, 130
Bernouilli (Teorema), 11, 339, 340
Beta (relación de diámetros), 11
Blender, 278
Blending de productos, 276, 277
Bombas
  alternativas (Control de), 354
  centrífugas (Control de), 348, 355
  de desplazamiento positivo, 337, 351
  dinámicas, 337
  rotativas (Control de), 351, 352
Bombeo límite, 457
Borboteo (Nivel de), 55
Bourdon (Tubo), 36
Boyle, 435

Bristol, 315, 512
British Standadrs Institute (BSI), 83
Bumpless, 143
Busbar, 126, 130

Cable de extensión de termopares, 74
Cálculo antibombeo, 457, 461, 475, 480
Calderín de vapor (Nivel en), 61, 383, 397
Calentador, 359
Calor
  específico, 361, 416, 553
  específico eléctrico, 70
  latente de condensación, 359, 362, 374
  latente de vaporización, 283, 381
  sensible, 361, 379, 381
  superficial, 123
Cámara anular, 33
Cambio de fase, 113, 283, 338
Cambios de carga, 165, 186, 390
Capacidad, 41, 110, 155, 169
  (Efecto de la), 498
  de un compresor, 437
Capacitancia, 41, 154, 167
Capilares (Tubos), 38, 106
Característica
  de una válvula, 246
  de válvula (Elección), 261
  específica de la Acción Prop., 161, 200, 366
Carga del proceso, 165
Cascada
  comportamiento, 95, 270
  ejemplos de control, 271
Cavitación, 341
Celda de combustión, 404, 412
Célula para medida de presión, 37
CENELEC, 121, 123, 131
Central Process Unit, 141
Charles (Ley de), 435
Choke, 479, 482
Cinética de gases (Teoría), 30
Claussius Clapeyron (Ecuación de), 501
Cloud Point, 549
CO en gases efluentes, 421
Coeficiente
  CV (Definición), 246
  de caudal CL (Válvulas), 252
  de descarga, 11
  de distorsión Beta, 252
  de flujo (CV), 98, 245
  de temperatura, 80
  isoentrópico, 432, 470
Cohen & Coon, 226
Columna de líquido, 29, 31, 48
Combustibles inquemados, 390, 421
Combustión
  completa, 389, 420
  estequiométrica, 290, 389, 420
Compensación
  de junta fría, 71, 74
  dinámica, 268, 302, 366
Compresor centrífugo, 259, 439, 457
Condensador, 166, 283, 359, 485, 564
Consola de operación, 145
Constante de tiempo, 157, 300
Control
  antihumo, 390
  de dos posiciones (Comportamiento), 177
  derivativo (Comportamiento), 192
  digital Directo *(Direct Digital Control)*, 139
  distribuido, 144
  integral (Comportamiento), 188
  por estrangulación, 447
  predictivo basado en modelos, 313, 318
  proporcional (Comportamiento), 179
  supervisorio, 139
Controlador
  automático, 159
  Lógico Programable (PLC), 143
Convertidor, 120
Coquización, 63, 409, 411
Coriolis (Efecto), 8, 9
Corrección en la medida de caudal, 14
Crudo reducido, 541, 544, 545
Curva de reacción
  ajuste por, 223
  ejemplo de ajuste, 226
Curva equilibrio presión temperatura, 293, 500
CV (Ver Coeficiente CV)
CV requerido máximo, 245

Dalton (Ley de), 530
Damper
  de aire (tiro forzado), 393, 425
  de humos (tiro inducido), 393, 426

Deriva
compresores, 467
de temperatura, 84
Desacoplo, 315, 493, 549
Desorción, 559, 563, 565
Desplazador (Nivel por), 45, 47, 59
Desplazamiento positivo (Medidor), 6
Destilación ASTM, 540
Desviación permanente, 161, 182
Detector de bombeo, 473
Deutches Institut fur Normung (DIN), 83
Diafragma de sello, 38
Diferencia de temperatura (Nivel por), 55
Displays, 144
Dowmcomer, 383
Draft Gauge (DG), 403, 423
Driver de compresores, 438

Economizador, 381, 404
Efecto pelicular, 155
Eficacia de la combustión, 419
Electromagnético (Medidor), 4
Electroválvulas de purga, 450
Elemento
final de control, 91, 139, 154, 160
primario, 160, 479
Elevación de cero, 50, 400
Empaquetadura, 90, 94
Enfriador, 359, 436
Ensayo sistemático (Ajuste por), 209
Entalpía, 292, 415
Entalpía vapor de hidrocarburo, 292, 362
Equal Concern Error, 330, 333
Equilibrium Flash Vaporization, 548
Escalado de variables, 504
Estación de bombeo, 281
Estado de equilibrio, 41, 164, 165
Estática de fluidos (Ecuación), 28
Evaporador, 359
Explosion Proof, 121
Extracción lateral, 321, 549

Factor
de amortiguamiento, 307, 576
de caracterización, 363, 543, 586, 590
de expansión, 11
de servicio, 277, 495
Fail Safe, 92, 94
Feedback (Reajuste), 268, 366
Feedforward
(Teoría de control), 266, 366
caudal de alimentación, 427, 491, 504, 521
Finite Impulse Response (Ver modelo FIR)
Firetube (Caldera tipo), 382
Flame Proof, 121, 122
Flotación, 45
Flujo axial, 440
Flushing, 116
Fuel-gas (Composición ejemplo), 289
Función *Lead* (Comportamiento), 368

Galón USA, 246
Ganancia
de un lazo de control, 251
de una válvula automática, 254
del transmisor, 196, 365
proporcional, 181, 182
relativa, 318, 512
relativas (Cálculo de), 317
total de un lazo, 196, 259, 365
última, 217
variable, 586, 590
GAP
(Ver Banda muerta)
diferencia 5-95 ASTM, 541
Gas
licuado del petróleo, 282, 349
licuado del petróleo (Medida), 17
instalación medida caudal de, 107
Gay Lussac, 435
GLP (Instalación medida caudal de), 17
Governor, 351, 439
Grahan y Lathrop, 235
Gravedad local, 57

Hidrodinámica, 27, 339
Hidrostatic Tank Gauging (HTG), 56
Hidrostática, 27, 155, 575
Hinchazón o expansión, 396
Histéresis, 92, 98, 298
Homogeneidad, 297
Horno
de *Cracking*, 404

de Reformado, 404
HYDROCOMP, 455

Ignición (Temperatura de), 123
Igualación de potencial (Cable de), 128, 130
Impulsión (Válvula de), 357, 431
Incremental (Control), 273, 286
Indicador multipunto de temperaturas, 87
Inferencial (Control), 288, 457
Inflamación (Punto de), 123, 550, 568
Instrumentos analógicos, 137
Intensidad nominal en Barreras Zener, 127
Interacción, 269, 314, 509
Intercambiador, 359
Intercambio de calor
cálculo, 361
ecuación, 183
en *reboiler*, 520
Interfase (Nivel de), 46, 52
Interruptor de nivel, 59
Isoporcentual (Característica), 97, 248

Kettle (Intercambiador tipo), 283
K-Factor, 432
Kirchhoff (Leyes de), 82

Lag (Retardo), 300, 302
Lazo
abierto, 143, 158
cerrado, 158, 231
Lead (Adelanto), 302
Lengüeta, 95
Límites de error de termopares, 73, 83
Línea de bombeo, 457
Lineal (Característica), 98, 246
Links, 143
Líquidos (Instalación medida caudal de), 103
López A. M., 234

Mach (Número), 479
Manifold, 102, 103, 115
Manómetro, 31, 35, 115
Marcado de instrumentos, 123
Másico (Medidor), 7, 16
Master, 270, 278, 385, 405
Matriz
de control, 330, 332
de ganancias relativas, 313, 317, 513
dinámica, 317, 329
Mayer (Igualdad de), 432
Mc Cabe – Thiele, 526
Medida de vapor
corrección a la, 16, 20
instalación para la, 20, 110
Menisco, 32
Métodos de ajuste de
controladores, 196
MicroMotion, 8
MIMO, 313
Miniordenador, 138, 141, 143
Miller J. A., 234
Modelo
de las perturbaciones, 322
de proceso, 322, 323
dinámico, 325
en estado estacionario, 363, 366
FIR, 323
recursivo, 325
Modelo interno de control, 237
Momento angular, 8
Mono Etanol Amina (MEA), 274, 559, 565
Move Suppression Factor, 330, 332
Mud Drum, 383
Murril P. W., 234

Nelson, 546, 547
Newton, 25, 590
segunda ley, 8, 30
Nivel
ajustado, 203, 574, 578
función del vaporizado en columnas, 519, 520
instalación medida de, 111
medio, 203, 574, 582
no lineal, 574, 585
óptico de vidrio, 44
NPSH
disponible, 341
requerida, 342

Obturador, 90, 92, 94, 98
Off Line (Aplicación de control), 146
Off Set (Ver desviación permanente)
Ohm (Ley de), 163

On Line (Aplicación de control), 148
Optimización dinámica, 321
Optoacoplador, 128, 129
Orden cero (Procesos de), 163
Overflash, 538, 542, 543
Overlap TBP y ASTM, 540, 541
Override (Control), 280, 281, 282, 283

Pacing, 279
Par termoeléctrico, 67, 71
Paralaje (Error de), 32
Parámetros
  de sintonía (Efecto de los), 216
  de sintonía iniciales PID, 204
Pascal
  principio de, 29
  unidad, 25
Peltier (Efecto), 68, 69
Pendiente TBP, 547
Periodo
  de ejecución, 303, 407
  de oscilación natural, 307
  último, 218
Periodo de oscilación, 220
Perturbaciones bruscas (Compresores), 466
Pesas muertas (Bomba de), 34
Pila de almacenamiento, 306
Piping, 101
Placa de orificio, 11, 13, 120
Plato sensible, 272, 493, 494
Poisson (Ley de), 434
Polaridad en Barreras Zener, 127
Posicionador, 94, 95, 96, 98
Potes de sello, 105, 108, 109
Predicción de comportamiento, 320, 322, 326
Presión
  (Instalación medida de), 114
  absoluta, 26
  atmosférica, 26
  de vapor, 18
  diferencial (Medida por), 10
  diferencial (Nivel por), 48
  en gases, 29, 30
  hidrostática, 48
  relativa, 26
Presurización, 122
Primer orden (Sistema de), 168, 169, 300
Proceso
  (Conceptos generales), 153
  de compresión, 431
  de destilación, 485
  integrador, 43, 165, 574
  politrópico, 435
Programación lineal, 321, 327
Protección IP, 124
Pumparound (Ver reflujo circulante)
Punto
  de corte TBP, 495, 539, 547
  de Niebla (Ver Cloud Point)
  de obstrucción de filtro frío (POFF), 549
  final de ebullición (EP), 546
  inicial de ebullición (IBP), 546, 550
Purga continua, 398, 399
Purgador de vapor, 374, 375

Radiactivo (Nivel), 63
Rampa
  de carga, 405
  de temperatura, 412
Rangeabilidad, 98, 249
Rangeabilidad efectiva, 250
Rango
  en oposición, 98
  partido, 98, 494
Raoult (Ley de), 530
Reacción de un proceso, 168
Reajuste de modelos de control, 497, 533
Realimentación
  negativa, 207
  positiva, 207
Reboiler, 359, 569
Recalentador
  primario, 400, 401
  secundario, 400, 401
Reciclo de un compresor
  (Control), 259, 462, 463, 465, 468
Recirculación (Control por), 447, 452
Reconciliación de un modelo, 496, 533
Recta
  de agotamiento *(Stripping)*, 527
  de alimentación, 527
  de enriquecimiento, 527, 528
Recuperación de presión, 11
Reflexión, 44, 61

Reflujo
circulante, 551, 552
externo, 291, 292, 517, 554
interno, 291, 292, 553
Refrigeración intermedia, 436
Régimen transitorio, 195, 299, 302
Relación
(control de), 274
aire/combustible, 275, 289, 388, 422
Cp/HV, 266
de amortiguamiento, 162, 223, 310
de compresión, 434, 470
fuel-oil/fuel-gas, 387, 388
reflujo/alimentación, 489
reflujo/destilado, 487, 488, 491
temperatura volumen, 59
vaporizado/fondo, 487
Relación de amplitud, 219
Relé
neumático, 96
repetidor de señal, 131
Reparto
de aire, 405, 425
de carga, 405, 407
Resiliencia, 35
Resistencia
del proceso, 155, 166
específica, 79
Resistividad, 79
Resorte-Membrana (Conjunto), 89, 91
Respuesta
forzada, 328
impulsional, 323
libre, 328
sobreamortiguada, 308
subamortiguada, 308
Restricciones (Control por), 283
Reynolds (Número de), 10, 252
RGA, 313
Rivera, Daniel, 238
Riser, 383
Rotámetro, 4, 116
Ryskamp (Carroll J.), 523

Salto en escalón, 41, 167, 201, 308, 324
Saturación de señal, 280
Scan (Ver periodo de ejecución)
Schedule, 101
Scientific Apparatus Makers Assn (SAMA), 83
Seebeck (Efecto), 67, 70
Segundo orden (Sistema de), 173, 307, 577
Seguridad
aumentada, 122
intrínseca, 121, 122, 124, 128
Selectividad, 405
Selectivo (Control), 279
Selectores cruzados, 390, 423
Sello(s)
hidráulico (Accesorios para), 115
separadores, 38
Sensibilidad, 219
Sensibilidad óptima lengüeta-tobera, 96
Señales estándar de transmisión, 119, 138
Separación
de componentes, 494, 502, 517, 540
galvánica, 128
Servomotor, 90, 91, 161
Severidad, 405
Siemens, Williams, 80
Silicona, Sello de, 37, 38
SISO, 313
Sistema
de control automático, 159, 160
de medición de un controlador, 158, 160
lineal, 297, 307
multiplexor, 86
no lineal, 297, 298
Sobreelongación, 310
Sobrepasamiento, 310, 577
Soldadura
caliente, 68, 76
fría, 68, 76
Sólidos (Nivel de), 63
Smith C. L., 234
Spink L. K., 20, 103, 109
Stonewall, 489
Strain gage, 37, 131
Stripping, 545, 550, 559, 563, 566
Stripping con reboiler, 569
Subenfriamiento, 291, 293, 555
Superposición lineal (Principio de), 298
Supresión de rango, 51, 53, 114
Surge (Ver bombeo)

TCP (Temperatura compensada por presión), 503
Temperatura
de corte TBP, 539, 547
media (Medida de), 76, 410
media ponderada, 410
Tensión superficial en líquidos, 32
Termómetro de resistencia, 80
Termopar (Límites de error), 73
Termopares (Tipos de), 72
Termorresistencia (Límites de error), 83
Thomson (Efecto), 69
Tiempo
de residencia, 257, 258, 360, 499
derivativo, 192
integral, 189
integral variable, 586, 590
medio entre fallos (MTBF), 146
muerto (Ejemplo de), 156
Tight Control (Ver nivel ajustado)
Tipos de compresores, 436
Tiro
forzado, 392, 421, 427
inducido, 392, 421, 427
Tobera de medida de caudal, 13
Toroidal (Balanza), 33
Tráfico líquido vapor, 490, 538
Transmisor, 120
Tubing, 101
Tubo
de rayos catódicos, 143
de torsión, 47
en «U», 33
Turbina (Medidor), 4
Twin computer concept, 141

Última sensibilidad (Ajuste por), 217
Umbral, 298
Unidad de potencia, 160

Válvula(s)
de globo, 89
de tres vías (Control con), 369, 372
autoaccionadas, 355, 442
Vapor (Instalación medida caudal de), 20
Vapor de *stripping* (Control de), 545, 550, 567
Vaporizador, 359
Variable(s)
controlada (Definición de), 159
de perturbación (Definición de), 159
dependiente, 322, 326
independiente, 322, 326
manipulada (Definición de), 159
de proceso (Comportamiento de las), 202
Variación de carga, 41, 157, 169, 174
Vector de almacenamiento, 306
Velocidad de mezcla, 278
Venturi (Tubo), 13, 480
Vía de datos, 144, 146
Volatilidad relativa, 502, 509, 530, 556
Volumen de corte TBP, 540

Watertube (Caldera tipo), 383
Watson (Factor de caracterización), 363, 415, 543
Weather Proof, 124
Wheatstone (Puente de), 76, 81, 82
Wild Nafta, 568
Wobbe (Índice de), 418

Zener (Tensión de), 125
Ziegler-Nichols, 138, 217
Zona
convectiva, 404
de agotamiento, 485, 486
de expansión o *flash*, 541
de rectificación, 485, 509, 523
radiante, 404

Inacap
UNIVE
10 – 000000234844
CONTROL AVANZADO DE PROCESOS/

nacap
UNIVE
10 – 000000234844
CONTROL AVANZADO DE PROCESOS/

El mundo del Control de Procesos y el de Instrum... vivir. No tienen sentido el uno sin el otro y sin embargo es c... bajando en una de estas dos especialidades conozcan sufi...

F.G Shinskey, reconocido internacionalmente en el campo de Control de Procesos, en una entrevista que le realizan en 1999, ante la pregunta ¿Qué requisitos debe cumplir el ingeniero de control de la primera década del próximo siglo?, responde: "Creo que con frecuencia la formación académica adolece de falta de atención en los aspectos prácticos".

Este libro pretende explicar a los técnicos de Control Avanzado, a quien va dirigido principalmente, aquellos conceptos y fundamentos prácticos de Instrumentación necesarios para su trabajo, siendo a la vez una muy buena guía para los instrumentistas que quieran conocer mejor el Control de Procesos.

Como libro de consulta es muy útil para jóvenes titulados, técnicos en formación y con experiencia, técnicos de procesos, de Ingeniería, de operación de unidades de producción y cualquiera que quiera conocer los fundamentos del Control de Procesos industriales.

Por último comentar que este libro, junto con el denominado *Instrumentación y Control Básico de Procesos,* de la misma editorial, forman un conjunto que se complementa para introducirse en este campo. Dada la gran experiencia del autor en todos los campos que trata, se incluyen numerosos ejemplos prácticos "probados y funcionando".

José Acedo Sánchez, Ingeniero Técnico, ha desarrollado toda su carrera profesional en el campo de la Instrumentación y el Control de Procesos Industriales. Su experiencia ha corrido pareja con el desarrollo de estas áreas.

Desde 1964 a 1980 se ocupa, como técnico de Instrumentación y Control, tanto del mantenimiento de equipos (analizadores, neumática, electrónica, medidores especiales y válvulas de control), como de la supervisión y desarrollo de proyectos y montaje, así como la puesta en ... cha de unidades.

A partir de 1980 empieza su trabajo en Control Avanzado, tanto en diseño como desarrollo de ap... ciones convencionales y de control multivariable.

Desde 1984 ha venido publicando artículos en *Ingeniería Química* e impartiendo numerosos cur... de control. Es autor del libro *Instrumentación y Control Básico de Procesos.*

ISBN 84-7978-754-6
9 788479 787547

E-mail: ediciones@diazdesantos.es
www.diazdesantos.es/ediciones